



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON RUEDA DESECANTE, HÍBRIDO MEDIANTE EL SOFTWARE TRNSYS 17”

CARANQUI CARGUA JAVIER GUSTAVO

TRABAJO DE TITULACIÓN **TIPO: PROYECTO TÉCNICO**

Previo a la obtención del Título de:
INGENIERO MECÁNICO

RIOBAMBA – ECUADOR
2018

ESPOCH

Facultad de Mecánica

**CERTIFICADO APROBACIÓN DEL TRABAJO DE
TITULACIÓN**

2017-04-24

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparado por:

CARANQUI CARGUA JAVIER GUSTAVO

Titulado:

**“SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON RUEDA
DESECANTE, HÍBRIDO MEDIANTE EL SOFTWARE TRNSYS 17”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Ing. Carlos José Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Otto Fernando Balseca Sampedro
DIRECTOR

Ing. Juan Pablo Chuquin Vasco
MIEMBRO

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: CARANQUI CARGUA JAVIER GUSTAVO

TÍTULO DEL TRABAJO DE TITULACIÓN: “SIMULACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON RUEDA DESECANTE, HÍBRIDO MEDIANTE EL SOFTWARE TRNSYS 17”

Fecha de Examinación: 2018-03-13

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Otto Fernando Balseca Sampedro DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Juan Pablo Chuquin Vasco MIEMBRO			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Edwin Fernando Viteri Núñez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El Trabajo de Titulación que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Caranqui Cargua Javier Gustavo
Cédula de identidad: 060352071-9

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo, Caranqui Cargua Javier Gustavo, declaro que el presente Trabajo de Titulación es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor, asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este Trabajo de Titulación.

Caranqui Cargua Javier Gustavo
Cédula de identidad: 060352071-9

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado a mi madre por su esfuerzo y apoyo incondicional a lo largo de todo este proceso, por ser la motivación más grande que me ha ayudado a concluir con éxito todos mis sueños. A mis hermanos y amigos que constantemente me han apoyado e impulsado hacia adelante con el fin de alcanzar esta meta tan anhelada.

Javier Gustavo Caranqui Cargua

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mi familia y sobre todo a mi madre por su amor incalculable y por ser el pilar fundamental en mi vida. Mi más sincero agradecimiento a los docentes de la Escuela de Ingeniería Mecánica por los conocimientos y experiencias compartidas. A la Universidad Estatal Amazónica por darme la apertura para la realización de este trabajo y en especial al Ing. José Romero por su apoyo incondicional. A mi amigos y todas las personas que estuvieron apoyándome en todo momento, a todos ellos, gracias.

Javier Gustavo Caranqui Cargua

CONTENIDO

RESUMEN

SUMARY

INTRODUCCIÓN

1.	MARCO REFERENCIAL.....	1
1.1	Antecedentes	1
1.2	Planteamiento del problema	1
1.3	Justificación	2
1.3.1	Justificación tecnológica.....	2
1.3.2	Justificación práctica	2
1.3.3	Justificación metodológica	2
1.4	Objetivos	3
1.4.1	Objetivo general.	3
1.4.2	Objetivos específicos:.....	3
2.	MARCO TEÓRICO	4
2.1	El aire y sus propiedades	4
2.1.1	Aire atmosférico.	4
2.1.2	Temperatura de bulbo seco.....	4
2.1.3	Calor específico.	4
2.1.4	Densidad.	5
2.1.5	Humedad relativa.....	6
2.1.6	Humedad absoluta.	6
2.1.7	Entalpía.....	6
2.2	Acondicionamiento de aire	7
2.2.1	Carta Psicométrica	7
2.2.2	Procesos de acondicionamiento de aire.	8
2.3	Sistemas de enfriamiento con desecantes sólidos.....	11
2.3.1	Funcionamiento.	12
2.3.2	Componentes.	13
2.4	Eficiencia en equipos térmicos	16
2.4.1	Efectividad de la deshumidificación.....	16
2.4.2	Coeficiente de performance la rueda desecante.....	17
2.4.3	Efectividad de un intercambiador de calor rotativo.	17
2.4.4	Coeficiente de performance del sistema.	18
2.5	Software TRNSYS	19
2.5.1	Generalidades.	19
2.5.2	TRNSYS Simulation Studio	19
2.5.3	TRNSYS Simulation engine.....	20

3.	ANÁLISIS Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON RUEDA DESECANTE MEDIANTE LA OBTENCIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES .	22
3.1	Descripción del sistema objeto de estudio.....	22
3.1.1	Funcionamiento.	22
3.1.2	Componentes.	23
3.2	Determinación de las condiciones y variables del sistema de enfriamiento con rueda deseccante híbrido	26
3.2.1	Unidad de control y adquisición de datos.....	27
3.2.2	Obtención de los datos experimentales.....	28
3.3	Cálculo de las variables del sistema de enfriamiento	28
3.3.1	Cálculo del flujo másico.	29
3.3.3	Calculo de la entalpía.	31
3.3.4	Cálculo de la presión de saturación P_g y la entalpía del vapor de agua h_g mediante el software EES.	31
3.3.5	Cálculo de la entalpía y humedad absoluta para todas las condiciones.	33
3.4	Cálculo de los parámetros que influyen en la eficiencia de un sistema de enfriamiento con rueda desecante.	37
3.4.1	Cálculo de la efectividad de la deshumidificación.	37
3.4.2	Cálculo del coeficiente de performance de la rueda desecante.....	37
3.4.3	Cálculo de la efectividad de la rueda entálpica.....	38
3.4.4	Cálculo del coeficiente de performance del sistema.....	38
3.4.5	Cálculo de los parámetros que influyen en la eficiencia del sistema de enfriamiento para todas las condiciones.	39
3.5	Determinación de la condición optima de funcionamiento	40
3.5.1	Análisis de la efectividad de la deshumificación.....	40
3.5.2	Análisis del coeficiente de performance de la rueda desecante.....	41
3.5.4	Análisis de la temperatura del laboratorio.	43
3.5.5	Análisis de la humedad relativa del laboratorio.....	44
3.5.6	Análisis del coeficiente de performance del sistema.	45
3.5.7	Selección de la condición optima de funcionamiento.	46
3.6	Cálculo de la carga térmica.....	48
3.6.1	Carga sensible.....	48
3.6.2	Carga latente	55
4.	SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON RUEDA DESECANTE HIBRIDO EN TRNSYS 17.	58
4.1	Ubicación de Componentes en TRNSYS 17	58
4.1.1	Componentes.	58
4.1.2	Descripción y ubicación de los componentes.	58
4.2	Parámetros de programación en TRNSYS	63
4.2.1	Proforma.	63

4.2.2	Ventana de programación.....	63
4.2.3	Programación del Type 15-6.	64
4.2.4	Programación de Type 1716b.....	66
4.2.5	Programación del Type 651.....	69
4.2.6	Programación del Type 667d.....	70
4.2.7	Programación del Type 693.....	71
4.2.8	Programación del Type 6.....	73
4.3	Resultados de la simulación.....	74
4.3.1	Obtención de resultados de la simulación.....	74
4.3.2	Valores de temperatura a partir de la simulación.	75
4.3.3	Valores de humedad absoluta a partir de la simulación.....	75
4.4	Comparación y validación de los resultados experimentales con los obtenidos mediante TRNSYS 17.....	76
5.	ANÁLISIS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON LA INCORPORACIÓN DE COLECTORES SOLARES PARA EL PRECALENTAMIENTO DEL AIRE, MEDIANTE SIMULACIÓN.	78
5.1	Sistema de enfriamiento con colectores solares para el precalentamiento del aire en TRNSYS 17.....	78
5.1.1	Parámetros solares en la superficie de un colector solar.	78
5.1.2	Obtención de los parámetros solares.	78
5.1.3	SERDHCS en TRNSYS 17.	80
5.2	Determinación del área del colector solar en TRNSYS 17	80
5.2.2	Tasa de energía que aporta el calentador auxiliar.....	91
5.2.3	Tasa de energía promedio que aporta el calentador auxiliar en cada mes.	92
5.3	Obtención de resultados a partir de la simulación	92
5.3.1	Valores de temperatura a partir de la simulación.	92
5.3.2	Valores de humedad absoluta a partir de la simulación.....	93
5.4	Análisis y Comparación de resultados.....	94
5.4.1	Determinación de la reducción de consumo de energía	95
5.5	CONCLUSIONES.....	97
5.6	RECOMENDACIONES	98

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

Tabla 1-2.	Propiedades del aire a distintas temperaturas.....	5
Tabla 1-3.	Condiciones de funcionamiento del sistema de enfriamiento	27
Tabla 2-3.	Valores promedio de la temperatura y humedad relativa	28
Tabla 3-3.	Tabla de vapor	30
Tabla 4-3.	Valores de Presión de saturación y entalpía del vapor de agua para interpolación	30
Tabla 5-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 1.....	33
Tabla 6-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 2.....	33
Tabla 7-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 3.....	34
Tabla 8-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 4.....	34
Tabla 9-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 5.....	34
Tabla 10-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 6.....	35
Tabla 11-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 7.....	35
Tabla 12-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 8.....	35
Tabla 13-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 9.....	36
Tabla 14-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 10.....	36
Tabla 15-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 11.....	36
Tabla 16-3.	Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 12.....	37
Tabla 17-3.	Potencia que consumen los equipos eléctricos.....	39
Tabla 18-3.	Valores de los parámetros que influyen en la eficiencia del sistema de enfriamiento.....	40
Tabla 19-3.	Comparación de parámetros entre la condición actual y la condición óptima ..	47
Tabla 20-3.	Condiciones y parámetros del laboratorio	48
Tabla 21-3.	Valores del factor de corrección “a”.	50
Tabla 22-3.	Carga total transmitida a través de las paredes y el piso	51
Tabla 23-3.	Carga transmitida a través de ventanas y puertas	51
Tabla 24-3.	Carga por radiación a través de ventanas y puertas.....	52
Tabla 25-3.	Carga sensible por infiltración a través de ventanas y puertas	54
Tabla 26-3.	Carga por difusión de vapor	56
Tabla 27-3.	Carga latente por infiltración a través de ventanas y puertas.	57
Tabla 1-4.	Componentes para la simulación del sistema de enfriamiento con rueda desecante.	58
Tabla 2-4.	Parámetros de efectividad para ruedas desecantes	68
Tabla 3-4.	Comparación de datos experimentales con datos obtenidos en TRNSYS 17 ...	76
Tabla 1-5.	Determinación del área del colector solar	81
Tabla 2-5.	Valores de los parámetros para el cálculo del colector solar.....	82
Tabla 3-5.	Tasa de energía suministrada por el calentador auxiliar en todo el día	91
Tabla 4-5.	Tasa de energía suministrada por el calentador auxiliar en cada mes	92
Tabla 5-5.	Comparación de resultados entre los tres sistemas analizados.....	94
Tabla 6-5.	Comparación entre los parámetros de los dos sistemas.....	95
Tabla 7-5.	Reducción del consumo de energía para cada mes.....	96

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-2.	Esquema de una carta Psicométrica	8
Figura 2-2.	Carta psicométrica a nivel del mar.....	8
Figura 3-2.	Procesos de calentamiento y enfriamiento.....	9
Figura 4-2.	Procesos de humidificación y deshumidificación.....	10
Figura 5-2.	Varios procesos de acondicionamiento de aire	11
Figura 6-2.	Ciclo Pennington.....	12
Figura 7-2.	Esquema de un sistema de enfriamiento con rueda desecante	13
Figura 8-2.	Estructura de una rueda desecante	13
Figura 9-2.	Rueda desecante con relación de área 3:1	14
Figura 10-2.	Isotermas de adsorción del vapor de agua, en la Zeolita, Sílica-gel y la Alúmina	15
Figura 11-2.	Funcionamiento de una rueda desecante.....	15
Figura 12-2.	Funcionamiento de una rueda entálpica.....	16
Figura 13-2.	Interfaz del TRNSYS simulation studio	20
Figura 14-2.	Interfaz del TRNSYS Simulation Engine.	21
Figura 1-3.	Sistema de enfriamiento con rueda desecante.....	22
Figura 2-3.	Esquema del sistema de enfriamiento con rueda desecante.....	23
Figura 3-3.	Especificaciones técnicas de la rueda desecante.....	24
Figura 4-3.	Especificaciones técnicas de la rueda entálpica.....	25
Figura 5-3.	Especificaciones técnicas del condensador Fuente: Autor.....	25
Figura 6-3.	Especificaciones técnicas del evaporador	26
Figura 7-3.	Componentes un sistema de control mediante SITRAD.....	27
Figura 8-3.	Programación en EES	32
Figura 9-3.	Valores de la presión de saturación y entalpía del vapor agua, mediante EES....	32
Figura 10-3.	COP del sistema para diferentes valores de temperatura de regeneración.....	47
Figura 1-4.	Componentes para la simulación en TRNSYS	59
Figura 2-4.	Ubicación del lector de datos climáticos.....	59
Figura 3-4.	Ubicación de la rueda desecante	60
Figura 4-4.	Ubicación del ventilador	60
Figura 5-4.	Ubicación de la rueda entálpica	61
Figura 6-4.	Ubicación de la unidad de enfriamiento	61
Figura 7-4.	Ubicación del laboratorio.....	62
Figura 8-4.	Ubicación del calentador auxiliar	62
Figura 9-4.	Ubicación del Plotter.....	62
Figura 10-4.	Proforma de la rueda desecante en TRNSYS	63
Figura 11-4.	Ventana de programación del Type 6	64
Figura 12-4.	Ubicación del lugar en el software Meteonorm	65
Figura 13-4.	Asignación del formato de salida del archivo de datos climáticos	66
Figura 14-4.	Archivo externo del Type 15-6	66
Figura 15-4.	Valores de las entradas para el Type 1716b.....	69
Figura 16-4.	Valores de las entradas del Type 651.....	69
Figura 17-4.	Archivos externos para el Type 651	70
Figura 18-4.	Valores de las entradas para el Type 667d.....	71
Figura 19-4.	Carga térmica del laboratorio.....	72
Figura 20-4.	Valores de las entradas para el Type 693.....	72
Figura 21-4.	Parámetros del Type 6	73
Figura 22-4.	Valores de las entradas para el Type 6.....	73
Figura 23-4.	Sistema de enfriamiento con rueda desecante en TRNSYS 17.....	74
Figura 24-4.	Valores de referencia para inicio y finalización de la simulación en TRNSYS ..	74

Figura 25-4.	Resultados de Temperatura mediante simulación en TRNSYS	75
Figura 26-4.	Resultados de humedad absoluta mediante la simulación en TRNSYS	76
Figura 1-5.	Asignación de los parámetros solares en TRNSYS	79
Figura 2-5.	Balance energía para la determinación de la tasa energía.....	79
Figura 3-5.	Componentes del SERDHCS en TRNSYS 17.....	80
Figura 4-5.	Programación del colector solar en TRSNYS 17.....	80
Figura 5-5.	Temperatura a la salida del colector solar con área de 4.5 m ²	81
Figura 6-5.	Colector solar de placa plana	82
Figura 7-5.	Coeficiente de pérdida de calor frontal	84
Figura 8-5.	Resultados de temperatura mediante simulación en TRSNSYS.....	93
Figura 9-5.	Resultados de humedad absoluta mediante simulación en TRNSYS	94
Figura 10-5.	Reducción del consumo de energía eléctrica mensual.....	97

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1-3.	Variación de la efectividad de la deshumidificación en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.	40
Gráfico 2-3.	Variación de la efectividad de la deshumidificación en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.	41
Gráfico 3-3.	Variación del coeficiente de performance de la rueda desecante en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.	41
Gráfico 4-3.	Variación del coeficiente de performance de la rueda desecante en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.	42
Gráfico 5-3.	Variación de la efectividad de la rueda entálpica en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.	42
Gráfico 6-3.	Variación de la efectividad de la rueda entálpica en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.	43
Gráfico 7-3.	Variación de la temperatura del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM... ..	43
Gráfico 8-3.	Variación de la temperatura del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM... ..	44
Gráfico 9-3.	Variación de la humedad relativa del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.	44
Gráfico 10-3.	Variación de la humedad relativa del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.	45
Gráfico 11-3.	Variación del coeficiente de performance del sistema en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.	45
Gráfico 12-3.	Variación del coeficiente de performance del sistema en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.	45
Gráfico 13-3.	Variación de la temperatura de ingreso al laboratorio	46

ABREVIATURAS

UEA	Universidad Estatal Amazónica
RPM	Revoluciones por minuto
RPH	Revoluciones por hora
TR	Temperatura de Regeneración
HR	Humedad Relativa
SERDH	Sistema de Enfriamiento con Rueda Desecante Híbrido
SERDHCS	Sistema de Enfriamiento con Rueda Desecante Híbrido y Colector Solar
COP	Coeficiente de Performance del Sistema
DCOP	Coeficiente de Performance de la rueda desecante

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A	Datos experimentales de temperatura y humedad relativa
ANEXO B	Factor de Coreccion “a”
ANEXO C	Valores de Δt_{es} y Δt_{em}
ANEXO D	Valores de Rs y Rm
ANEXO E	Valores del Coeficiente global de transferencia de calor “U”
ANEXO F	Factor de carga sensible I_{csp} y latente I_{clp}
ANEXO G	Factor de utilidad “Fu”
ANEXO H	Caudal de infiltración a través de una ventana por unidad de área
ANEXO I	Factor de ganancia latente por difusión de vapor

RESUMEN

En el presente trabajo se realizó el análisis y la determinación de las condiciones de funcionamiento del sistema de enfriamiento con rueda desecante híbrido del laboratorio ECUAMZ de la Universidad Estatal Amazónica (UEA) cuyo objetivo es enfriar y deshumificar el aire de este herbario. Para la conservación de sus especies es indispensable mantener condiciones ambientales controladas. El sistema cuenta con parámetros variables de funcionamiento debido al diseño y principio de funcionamiento de sus componentes. Estas condiciones variables son velocidad de rotación y temperatura de regeneración. La rueda desecante gira a 5, 10 y 15 RPH, la temperatura de regeneración de 60 y 70°C y la rueda entálpica gira a 20 y 25 RPM. Como resultado del análisis de los parámetros del sistema se determinó que debe operar con 15RPH-70°C-20RPM. Además al realizar la implementación de colectores solares para la regeneración de la rueda desecante se determinó que el área necesaria para el colector solar es de 4.5 m² que se obtuvo mediante la simulación en TRNSYS 17. Se concluye que la implementación del colector solar reduce el consumo eléctrico del sistema por lo tanto el coeficiente de performance aumenta. Se recomienda que el sistema funcione desde las 08:00 hasta las 17:00 ya que en este período se aprovecha de mejor manera la radiación solar.

PALABRAS CLAVE: < TECNOLOGÍA DE LA CLIMATIZACIÓN> <SISTEMA DE ENFRIAMIENTO>, <RUEDA DESECANTE> <SIMULACIÓN>, <TRNSYS 17(Software)>, < TEMPERATURA DE REGENERACIÓN>, <COLECTOR SOLAR>

SUMMARY

In the present work, the analysis and determination of the operating conditions of the ECUAMZ laboratory hybrid desiccant wheel cooling system of the Amazon State University (ASU) was carried out, which aim is to cool and dehumidify the laboratory air since it is a herbal, that for the conservation of their species, the must be maintained under certain enviromental conditions. The system has variable operating parameters, due to the design and principle of operation of its components. These variable conditions are: the speed of rotation and the temeperature of regeneration. The desiccant Wheel turns to 5, 10 y 15 RPH, the temperature of 60 y 70°C and the enthalpy wheel turns to 20 y 25 RPM. Obtaining as a result that the system must be work whitn the condition 15RPH-70°C-20RPM. In addition to the implementation of solar collectors for regeneration of the desiccant Wheel it was determinated that the área needed for the solar collector is 4.5 m² that was obtained through the Simulation in TRNSYS 17. It is concluded that the implementation of the solar collector reduces the electrical consumption of the system, therefore the performance coefficient increases. It is recomendad that the system Works form 08:00 until 17:00 since in this period it takes better advantage of solar radiation.

PALABRAS CLAVE: <CLIMATIZATION TECHNOLOGY> <COOLING SYSTEM>, <DESICCANT WHEEL> <SIMULATION>, <TRNSYS 17 (Software)>, <REGENERATION TEMPERATURE >, <SOLAR COLLECTOR>

INTRODUCCIÓN

Al hablar de acondicionamiento de aire una alternativa para el enfriamiento y deshumidificación es mediante desecante sólido ya que permite controlar las condiciones ambientales generando beneficios económicos. (Jani, et al. 2013) realizó una comparación de varios ciclos de enfriamiento basados en desecante sólido para el acondicionamiento de aire en climas cálidos y húmedos. (Dhar & Singh, 2001) presentan un estudio de sistemas de aire acondicionado híbrido basados en desecante sólidos para condiciones de alta carga latente y lo compara con el sistema convencional de aire acondicionado por compresión de vapor, encontrando un ahorro significativo de energía. Debido al ahorro de energía y costos en condiciones de ambientes cálidos y húmedos (Daou, et al., 2006) sugieren a los sistemas enfriamiento con desecante como un complemento para la refrigeración por compresión de vapor convencional.

(Hurdogan et al., 2010) diseñaron y realizaron análisis experimentales de un sistema híbrido de refrigeración de aire con desecante sólido para mejorar la calidad del aire y determinar la reducción en el consumo de energía en Turquía. El rendimiento de un sistema de aire acondicionado híbrido para la India ha sido investigado experimentalmente por (Mittal & Khan, 2010) con el fin de determinar ahorros de energía.

Un estudio experimental es realizado por (Yadav & Bajpai, 2013) en que se analiza un sistema de regeneración y adsorción de una rueda desecante con sílica gel a diferentes velocidades de rotación, el aire de regeneración se calentó con un colector solar de 4.44 m² de área. La velocidad óptima de rotación que se determinó fue de 16 RPH trabajando con un caudal de 210.789 Kg/h. El estudio de un sistema de enfriamiento con rueda desecante y energía solar realizado por (Zuraini et al., 2013) utilizando colectores solares para calentar el aire de regeneración, obtuvo un valor de 0.5 de efectividad de la deshumidificación y un COP del sistema de 3.2.

TRNSYS es utilizado por (Khalid, 2004) para modelar y simular un sistema de enfriamiento para las condiciones climáticas de Pakistán. Además determina la viabilidad y el potencial de ahorro de energía del sistema. Mientras que (Baniyounes et al., 2012) realizaron un análisis de un sistema de enfriamiento asistido por energía solar para un edificio institucional en Australia utilizando TRNSYS. Se estudiaron parámetros como: COP, fracción solar, análisis del ciclo de vida y periodos de recuperación para verificar la viabilidad. La simulación del comportamiento de un sistema de enfriamiento con rueda desecante en España mostrada por (Ruivo, et al., 2015) indica que los mejores coeficientes de performance se obtienen con una temperatura de regeneración en la rueda desecante de 70°C alcanzando un valor de 3.2 en el COP del sistema. (Panaras, et al., 2010) desarrollan un modelo para simular el comportamiento de una rueda

desecante que validaron con datos experimentales de un sistema real. Además concluyen que el método de efectividades es adecuado para simular ruedas desecante que trabajen con flujos de aire entre 600 y 1500 m³/h.

(Mazzei, et al., 2005) analizan y comparan un sistema de climatización con rueda desecante y enfriamiento evaporativo con un sistema de compresión de vapor tradicional en un teatro de 1200 m² de superficie y en un supermercado de 3700 m² Obteniendo como resultado que el sistema con rueda desecante presenta una reducción en el consumo de energía eléctrica en un rango de 44% y 50% además se obtiene un mejor control de la humedad del ambiente tratado.

CAPÍTULO I

1. MARCO REFERENCIAL

1.1 Antecedentes

El medio ambiente es diverso y variado en cuanto a condiciones ambientales se refiere por tanto su diversidad va desde: frío, cálido, húmedo y seco. Debido a la ubicación geográfica, estación del año y fenómenos naturales. Es por esta razón que el ser humano se ha visto en la necesidad de construir máquinas, sistemas y equipos que permitan modificar y controlar ciertas condiciones ambientales. Estas modificaciones se las conocen como acondicionamiento de aire que se basa en aumentar o disminuir la temperatura y humedad mediante determinados procesos, para obtener un ambiente agradable para el ser humano en el cual pueda desarrollar actividades cotidianas. A este ambiente agradable se lo conoce como estado de confort (Cengel, y otros 2012).

Dentro de los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire se encuentra el sistema de enfriamiento con elementos desecantes el cual permite modificar las propiedades del aire, específicamente reducir la temperatura del aire (enfriar) y reducir la humedad (deshumidificar). Este tipo de sistemas consta de varios componentes entre los principales se tiene: la rueda desecante, unidad de enfriamiento, intercambiador de calor y la parte de regeneración (Romero & Carbonell, 2016).

En correspondencia con el régimen de funcionamiento y los parámetros de diseño las condiciones variables son: velocidad de rotación de la rueda desecante, el intercambiador de calor (rueda entálpica) y la temperatura de regeneración. Por lo tanto es importante conocer cuáles son las mejores condiciones de funcionamiento que permitan aprovechar el máximo rendimiento de los equipos y obtener el menor consumo energético (Fernández Hernández, 2015).

De esta manera surge la necesidad de determinar las condiciones de operación de los equipos mediante herramientas ingenieriles como es el cálculo de eficiencias y la utilización de softwares para la simulación. Además en este tipo de sistemas es importante reducir el consumo energético para lo cual se opta por realizar la regeneración del elemento desecante con energía solar mediante colectores solares.

1.2 Planteamiento del problema

El sistema cuenta con condiciones o parámetros de funcionamiento variables los más importantes son: velocidad de rotación y temperatura de regeneración. La rueda desecante gira a 5, 10 y 15

revoluciones por hora (RPH) la rueda entálpica gira a 20 y 25 revoluciones por minuto (RPM) y la temperatura de regeneración es de 60 y 70°C.

Debido a los parámetros mencionados si se combinan entre sí, se obtienen 12 condiciones de funcionamiento dando como resultado un rango de valores en cuanto a temperatura y humedad local así como distintos valores de consumo energético.

Por tanto surge la necesidad de determinar la mejor condición de funcionamiento del sistema de enfriamiento con rueda desecante que permita aprovechar el máximo rendimiento de los equipos mediante el cálculo de eficiencias y análisis de la temperatura y humedad requeridas en el laboratorio a partir de datos experimentales. Para validar estos resultados se realiza la simulación el software TRNSYS 17.

Además existe el requerimiento de reducir el consumo energético del sistema, con ello surge la necesidad de cambiar la tecnología utilizada para la regeneración del elemento desecante que este caso se lo hace con energía eléctrica mediante resistencias. Se va a optar por energía solar integrando colectores solares al sistema.

1.3 Justificación

1.3.1 Justificación tecnológica

Se determinará los parámetros de operación del sistema de enfriamiento con rueda desecante que permita aprovechar el rendimiento de los equipos y obtener las condiciones ambientales necesarias para el laboratorio, con su respectiva validación mediante el manejo del software TRNSYS 17 para la simulación del comportamiento del sistema.

1.3.2 Justificación práctica

Se dispondrá de un estudio del comportamiento de un sistema de enfriamiento con rueda desecante para aire basado en el análisis de datos reales.

1.3.3 Justificación metodológica

Al finalizar este trabajo se dispondrá de una metodología para la determinación de eficiencias mediante el análisis y simulación de sistemas de enfriamiento con rueda desecante basada en estudios realizados por investigadores a nivel mundial. Además se tendrá información sobre la

determinación del área de captación solar obtenida mediante simulación que servirá para posteriores investigaciones dentro del campo de acondicionamiento de aire.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo general.

Determinar los parámetros de funcionamiento y simulación un sistema de enfriamiento con rueda desecante mediante el software TRNSYS 17.

1.4.2 Objetivos específicos:

- Determinar los parámetros de funcionamiento del sistema de enfriamiento, mediante el cálculo de eficiencias en equipos térmicos que forman parte de un sistema de enfriamiento para aire.
- Realizar la validación de los resultados experimentales con los resultados de la simulación.
- Determinar el área del colector solar para la regeneración de la rueda desecante mediante simulación en el software TRNSYS 17 y comprobarlo mediante cálculo manual.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

El presente capítulo muestra el estudio bibliográfico sobre el análisis y simulación de sistemas de enfriamiento con rueda desecante para aire. Se va a analizar los siguientes aspectos: propiedades del aire, cálculo de eficiencia en equipos térmicos y herramientas de simulación.

2.1 El aire y sus propiedades

El aire tiene una composición básica de oxígeno, nitrógeno y otros gases en pequeñas cantidades tales como: argón, dióxido de carbono, helio, xenón y más. Según (Cengel & Boles, 2012, p. 737) el aire puede ser catalogado como aire atmosférico, aire seco y aire normal.

2.1.1 Aire atmosférico. Es el que se encuentra en la atmósfera, el aire que nos rodea y que además tiene cierto contenido de vapor de agua o humedad (Cengel & Boles, 2012, p. 738).

- *Aire seco.* A diferencia del aire atmosférico el aire seco es aquel que no contiene vapor de agua.

- *Aire normal.* Es una mezcla entre aire seco (gas ideal) y vapor de agua (gas real). También se lo conoce como aire húmedo. En el presente trabajo se va a utilizar la palabra “aire” para mencionar al aire como mezcla entre vapor de agua y aire seco.

Entre las principales características del aire, necesarias para este estudio se tiene: temperatura de bulbo seco, calor específico, densidad, humedad relativa, humedad absoluta y entalpía.

2.1.2 Temperatura de bulbo seco. Es la temperatura que indica el instrumento de medición de temperatura que se encuentra en contacto con el aire, es la temperatura de la mezcla entre vapor de agua y aire seco.

2.1.3 Calor específico. Es la energía o cantidad de calor que requiere una sustancia cualquiera para elevar su temperatura en un grado por unidad de masa. El calor específico es distinto para cada sustancia (Whitman & Johnson, 2006, p. 10)

El calor específico (Cp) es una propiedad del aire generalmente se encuentra en tablas para distintos valores de temperatura como se observa en la tabla 1-2, a su vez se puede determinar mediante algún software como el EES.

Tabla 1-2. Propiedades del aire a distintas temperaturas

T (°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg·K)	$\mu \cdot 10^6$ (N·s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
-150	2.867	0.982	8.64	3.013	11.71	4.157	0.7246
-100	2.039	0.965	11.90	5.835	15.82	8.034	0.7263
-90	1.927	0.975	12.49	6.482	16.62	8.842	0.7330
-80	1.828	0.983	13.07	7.153	17.42	9.692	0.7381
-70	1.738	0.990	13.64	7.850	18.22	10.59	0.7414
-60	1.656	0.995	14.20	8.572	19.01	11.53	0.7433
-50	1.582	0.999	14.74	9.317	19.79	12.52	0.7440
-40	1.514	1.002	15.27	10.08	20.57	13.56	0.7436
-30	1.452	1.004	15.79	10.88	21.34	14.65	0.7425
-20	1.394	1.005	16.30	11.69	22.11	15.78	0.7408
-10	1.341	1.006	16.80	12.52	22.88	16.96	0.7387
0	1.292	1.006	17.29	13.38	23.64	18.17	0.7362
5	1.269	1.006	17.54	13.82	24.01	18.80	0.7350
10	1.247	1.006	17.78	14.26	24.39	19.44	0.7336
15	1.225	1.007	18.02	14.71	24.76	20.08	0.7323
20	1.204	1.007	18.25	15.16	25.14	20.74	0.7309
25	1.184	1.007	18.49	15.61	25.51	21.40	0.7296
30	1.164	1.007	18.72	16.08	25.88	22.08	0.7282
35	1.146	1.007	18.95	16.54	26.25	22.76	0.7268
40	1.117	1.007	19.18	17.02	26.62	23.45	0.7255
45	1.110	1.007	19.41	17.49	26.99	24.16	0.7241
50	1.092	1.007	19.63	17.97	27.35	24.87	0.7228
55	1.076	1.007	19.86	18.46	27.72	25.59	0.7215
60	1.060	1.007	20.08	18.95	28.08	26.31	0.7202
65	1.044	1.007	20.30	19.45	28.45	27.05	0.7190
70	1.029	1.007	20.52	19.95	28.81	27.79	0.7177
75	1.014	1.008	20.74	20.45	29.17	28.55	0.7166
80	0.999	1.008	20.96	20.97	29.53	29.31	0.7154
85	0.986	1.008	21.17	21.48	29.88	30.07	0.7143
90	0.972	1.008	21.39	22.00	30.24	30.85	0.7132
95	0.959	1.009	21.60	22.52	30.60	31.63	0.7121
100	0.946	1.009	21.81	23.05	30.95	32.42	0.7111

Fuente: http://www.esi2.us.es/~jfc/Descargas/TC/Coleccion_tablas_graficas_TC.pdf

2.1.4 Densidad. Es la masa por unidad de volumen de una sustancia.

Normalmente la densidad depende de la temperatura y presión a la que se encuentra una determinada sustancia. Es directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura (Rolle, 2006, p. 44)

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Donde:

ρ = Densidad del aire $\left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right]$.

m= Masa del aire [Kg].

V= Volumen del aire $[\text{m}^3]$.

2.1.5 Humedad relativa. Es la relación entre la presión parcial del vapor tal cual está en la mezcla y la presión de saturación del vapor a la misma temperatura. Conocida también como relación de humedad.

$$\phi = \frac{P_v}{P_g} \quad (2)$$

Donde:

ϕ = Humedad relativa [%]

P_v = Presión parcial del vapor [KPa].

P_g = Presión de saturación del vapor [KPa].

2.1.6 Humedad absoluta. Denominada también como humedad específica o relación de humedad, la humedad absoluta es el cociente entre la masa de vapor y la masa de aire seco.

$$w = \frac{m_v}{m_a} \quad (3)$$

Donde:

w = Humedad absoluta $\left[\frac{Kg_v}{Kg_a} \right]$.

m_v = masa de vapor [Kg_v].

m_a = masa de aire seco [Kg_a].

Además la humedad absoluta se puede determinar de otra manera si se combina con la ecuación de la ley de Dalton (Cengel & Boles, 2012) con la siguiente ecuación.

$$w = 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad (4)$$

Donde:

w = Humedad absoluta $\left[\frac{Kg_v}{Kg_a} \right]$.

P_v = Presión parcial de vapor [KPa].

P = Presión total [KPa].

2.1.7 Entalpía. Se define como la energía almacenada o energía disponible de un sistema, cuerpo, etc. Al hablar de fluidos se conoce que poseen cierta energía debido a la temperatura y presión a

la que se encuentra. La entalpía es la cantidad de calor que posee una sustancia respecto a un punto inicial (Whitman & Johnson, 2006, p. 43)

Sabiendo que el aire es una mezcla entre vapor de agua y aire seco entonces la entalpía específica del aire se determina mediante la suma de la entalpía del aire seco con la entalpía del vapor de agua (Pita, 2005, p. 178).

$$h = h_a + w \cdot h_g \quad (5)$$

Donde:

h = Entalpía específica del aire $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$.

h_a = Entalpía específica del aire seco $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$.

w = Humedad absoluta del aire $\left[\frac{Kg_v}{Kg_a} \right]$.

h_g = Entalpía del vapor de agua, en $\left[\frac{KJ}{Kg_v} \right]$.

2.2 Acondicionamiento de aire

El ser humano y otros seres vivos necesitan de ciertas condiciones ambientales para cumplir con sus funciones diarias incluso varios equipos necesitan tener estas condiciones ambientales para su correcto funcionamiento y conservación necesita de un clima o ambiente agradable para cumplir con las funciones diarias este ambiente agradable se le conoce como estado de confort.

Para obtener dicho estado de confort el ser humano se ha visto en la necesidad de construir, crear e implementar equipos capaces de modificar las condiciones ambientales. Este proceso de modificación de las condiciones ambientales se lo conoce como acondicionamiento de aire.

El acondicionamiento de aire se lo define como el proceso de modificación de las propiedades del aire tales como: temperatura y humedad. La representación de las propiedades del aire en los distintos procesos de acondicionamiento es conveniente hacerlo de manera gráfica en un esquema conocido como la carta psicométrica.

2.2.1 Carta Psicométrica. Es una forma gráfica de representar las propiedades del aire o los respectivos estados del aire (Rolle, 2006). Cabe mencionar que para definir un estado en la carta psicométrica se necesita 2 propiedades intensivas independientes y para determinar las demás propiedades de un estado se lo puede hacer mediante las ecuaciones respectivas.

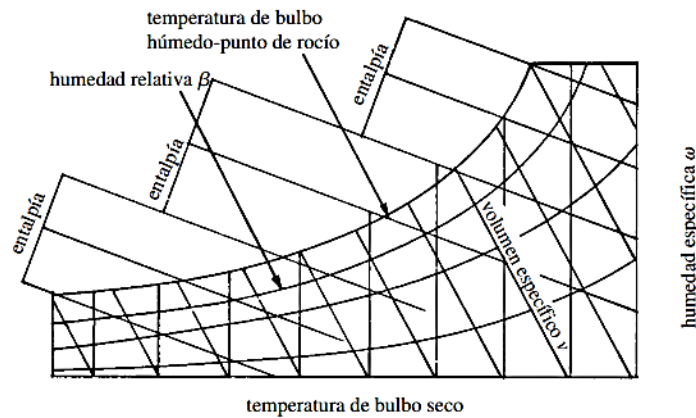


Figura 1-2. Esquema de una carta Psicométrica

Fuente: (Rolle, 2006, p. 465)

La configuración de la carta psicométrica varía según la presión atmosférica, existe distintas cartas psicométricas para cada valor de presión atmosférica. En la figura 2-2 se muestra la carta psicométrica a nivel del mar de ésta se derivan las demás cartas psicométricas.

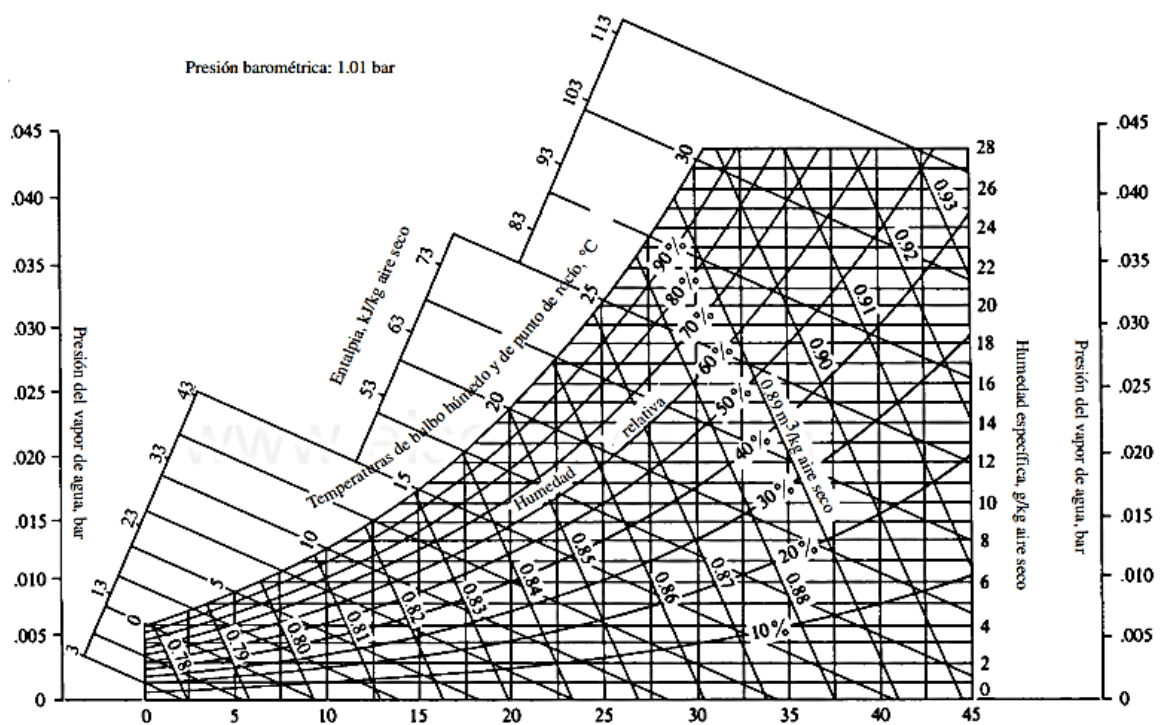


Figura 2-2. Carta psicométrica a nivel del mar

Fuente: (Rolle, 2006, p. 739)

2.2.2 Procesos de acondicionamiento de aire. El proceso para que un recinto o local adquiera determinado estado de confort, cierta temperatura y humedad se le denomina como proceso de acondicionamiento de aire. Los principales procesos son: calentamiento, enfriamiento,

humidificación y deshumidificación. Cabe aclarar que estos son procesos simples por lo general en equipos de acondicionamiento de aire se encuentra la combinación de estos procesos.

- *Calentamiento*. En este proceso se agrega calor al recinto existiendo un cambio en la temperatura es un proceso de variación de calor sensible. La humedad específica permanece constante ya que no se adiciona humedad ni se elimina aire (Cengel & Boles, 2012, p. 750).

El proceso de calentamiento de aire se representa en la carta psicrométrica como una línea horizontal de izquierda a derecha debido a que la temperatura aumenta y la humedad específica permanece constante como se observa en la figura 3-2.

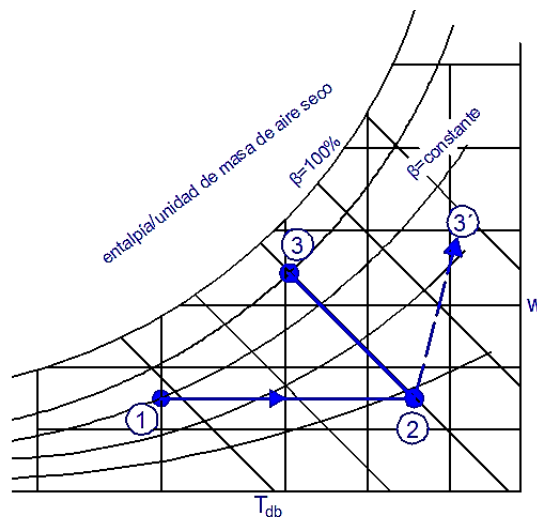


Figura 3-2. Procesos de calentamiento y enfriamiento

Fuente: (Rolle, 2006, p. 470)

- *Enfriamiento*. A diferencia del calentamiento en el proceso de enfriamiento se retira calor del aire existiendo así una disminución de temperatura.

La representación de este proceso en la carta psicrométrica es similar al calentamiento, también la humedad específica es constante con la diferencia que el sentido de la línea horizontal es de derecha a izquierda como se muestra en la figura 3-2, el proceso de enfriamiento se da del punto 2 al punto 1.

- *Humidificación*. En el proceso de humidificación se suministra o adiciona agua en forma vapor con una elevada temperatura al aire ocurriendo así un aumento en la humedad absoluta y en la entalpía (Rolle, 2006, p. 469)

La línea del proceso de humidificación aparece en la carta psicrométrica como una línea vertical debido a que la temperatura permanece constante. Existe una variación de calor latente.

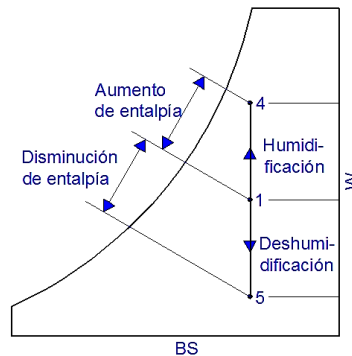


Figura 4-2. Procesos de humidificación y deshumidificación.

Fuente: (Pita, 2005, p. 187)

- *Deshumidificación*. Al contrario de la humidificación en este proceso existe una disminución en la humedad absoluta y en la entalpía debido a que en la deshumidificación se retira vapor de agua del aire. Su representación se puede observar en la figura 4-2. La deshumidificación ocurre del punto 1 al punto 5.

- *Combinación de procesos*. Por lo general en instalaciones de acondicionamiento de aire no es común encontrar procesos simples como los analizados anteriormente, es por eso que se debe analizar la combinación de estos procesos tales como: calentamiento y deshumidificación, enfriamiento y deshumidificación. La representación de estos procesos combinados se muestra en la figura 5-2.

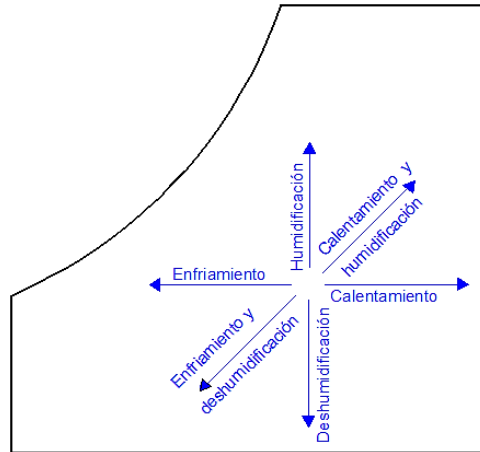


Figura 5-2. Varios procesos de acondicionamiento de aire

Fuente: (Cengel & Boles, 2012, p. 749)

En la figura 5-2 se observa la representación en la carta psicrométrica de los 4 procesos simples así como los procesos combinados que aparecen como líneas inclinadas de pendiendo del proceso por ejemplo el proceso de enfriamiento y deshumificación en el cual se reduce la temperatura y también la humedad absoluta es por eso que su representación en la carta psicrométrica es una línea inclinada.

2.3 Sistemas de enfriamiento con desecantes sólidos

En el presente trabajo se va a analizar un sistema de enfriamiento con rueda desecante hibrido razón por la cual es conveniente conocer el funcionamiento, componentes, ventajas y desventajas de los sistemas de enfriamiento con desecantes sólidos ya que según la bibliografía analizada se enmarca dentro de este tipo.

Un sistema de enfriamiento con desecante sólido es un conjunto de elementos y equipos térmicos cuya función principal es enfriar y deshumidificar el aire. En este tipo de sistema de enfriamiento la deshumificación del aire se lo hace mediante desecantes sólidos, la cual es la parte más importante del sistema (Mohd & Rachman, 2013)

Los sistemas de enfriamiento con elementos desecantes no solo son utilizados para fines de confort ya que son usados extensamente en la conservación de productos en supermercados, almacenes de ropa, calzado y en la preservación de granos y cereales almacenados (Daou, et al., 2006, p. 63). Los métodos más empleados para la deshumidificación del aire son los que emplean

desecantes sólidos por lo general los elementos desecantes sólidos giratorios (Carbonell, 2008, p. 19).

2.3.1 Funcionamiento. Se analiza el funcionamiento de un sistema de enfriamiento con desecante solido giratorio ya que el presente trabajo se enmarca en este tipo de sistema. Para lo cual se describe el primer ciclo de enfriamiento para aire con desecante sólido realizado en 1955 por Pennington, debido a que los sistemas de enfriamiento con desecante sólido por lo general se basan en este ciclo existiendo ciertas modificaciones (Jia, et al., 2006).

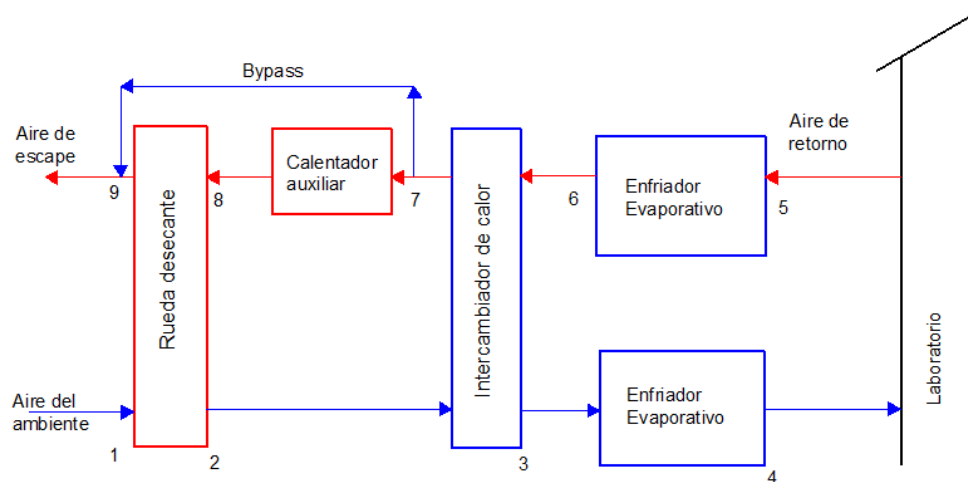


Figura 6-2. Ciclo Pennington

Fuente: (Jani, et al., 2016, p. 1423)

El ciclo inicia el punto 1 donde ingresa el aire del ambiente pasando por la rueda desecante en la cual se deshumidifica pero aumenta la temperatura del mismo (punto 2) el flujo de aire pasa por un intercambiador de calor para reducir su temperatura, llegando así al punto 3 para luego enfriarlo en la unidad de enfriamiento (enfriador evaporativo). El flujo de aire saliente del punto 4 es el que ingresa al recinto.

En el punto 5 inicia la segunda parte del ciclo (regeneración) en el cual se toma el flujo de aire de regeneración y se lo hace pasar por la unidad de enfriamiento (punto 6) para posteriormente atravesar el intercambiador de calor. Los dos flujos actúan en contra corriente llegando al punto 7 donde atraviesa el regenerador en el cual el flujo de aire de regeneración es calentado para cumplir con la función de regenerar el desecante y finalmente el aire regresa al ambiente (punto 9).

2.3.2 Componentes. Un sistema de enfriamiento con desecante sólido está compuesto principalmente de 3 partes: la unidad de deshumidificación en la que se encuentra el desecante sólido, la unidad de enfriamiento y el intercambiador de calor rotativo (Romero & Carbonell, 2017, p. 147).

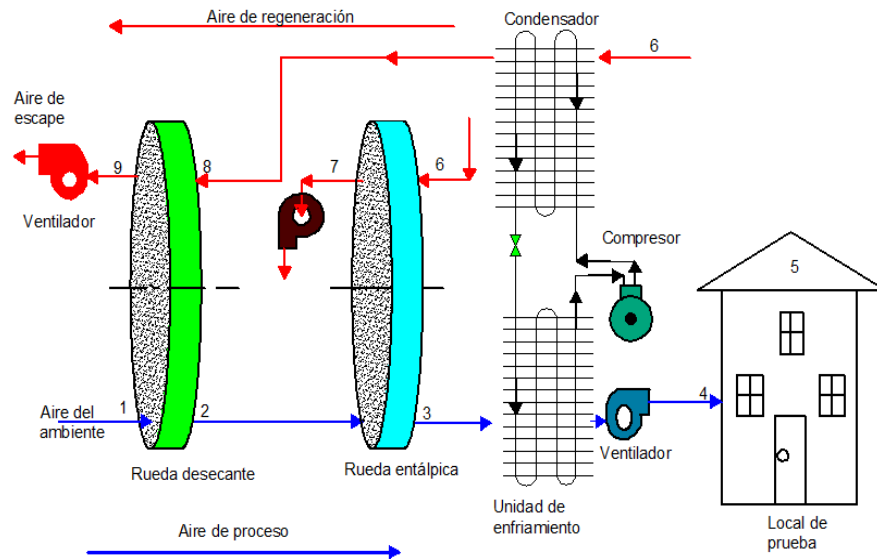


Figura 7-2. Esquema de un sistema de enfriamiento con rueda desecante

Fuente: (Jani, et al., 2016, p. 1459)

En la figura 7-2 se observa un esquema con los componentes de un sistema de enfriamiento con rueda desecante e intercambiador de calor sensible rotativo.

2.3.2.1 Rueda desecante. Es un dispositivo cilíndrico que gira lentamente ayudado de un motor. Su estructura por lo general se asemeja a un panel de abejas, estructura conocida como Honey Combe (Carbonell, 2008). Está compuesta por varios canales dispuestos en forma paralela.

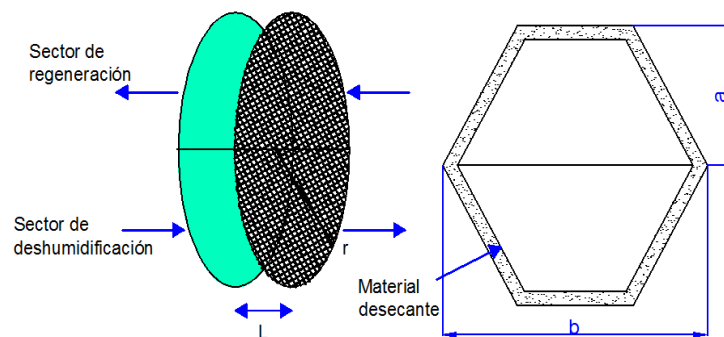


Figura 8-2. Estructura de una rueda desecante

Fuente: (Ghazal & Ghiaus, 2014, p. 386)

Los canales están separados uno de otro por un elemento conocido como material de soporte que por lo general son: aluminio, plásticos o fibras sintéticas. El desecante en estado sólido se encuentra sobre el material de soporte el cual se pone en contacto con el aire para cumplir su función de deshumidificar el aire debido al principio de adsorción.

En la rueda desecante se identifican dos divisiones la primera es para la deshumidificación de aire y la otra división sirve para la generación del desecante. Como se observa en la figura 9-2.

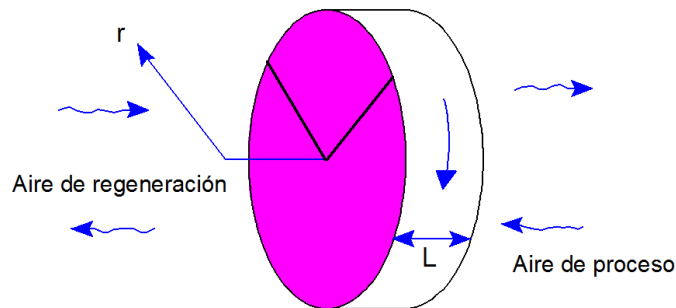


Figura 9-2. Rueda desecante con relación de área 3:1

Fuente: (Carbonell, 2008, p. 56)

- *Principio de adsorción.* El funcionamiento de la rueda desecante se basa en el principio de adsorción. A la capacidad que tiene un elemento para concentrarse en la superficie de otro se conoce como adsorción.

En la rueda desecante el principio de adsorción se genera debido a la diferencia de la presión de vapor del aire y la presión de vapor de la superficie del desecante, siempre que la presión de vapor del aire sea mayor a la del desecante (Mateo , 2015, p. 16)

- *Desecantes sólidos.* Un desecante es una sustancia que tiene propiedades higroscópicas, que sean capaces de atraer la humedad. Además la característica más importante que debe cumplir el desecante es que pueda regenerarse razón por la cual los más utilizados son los desecantes sólidos. Dentro de ellos se encuentran: el gel de sílice o sílica-gel, zeolita y Alúmina (Mateo , 2015, p. 18).

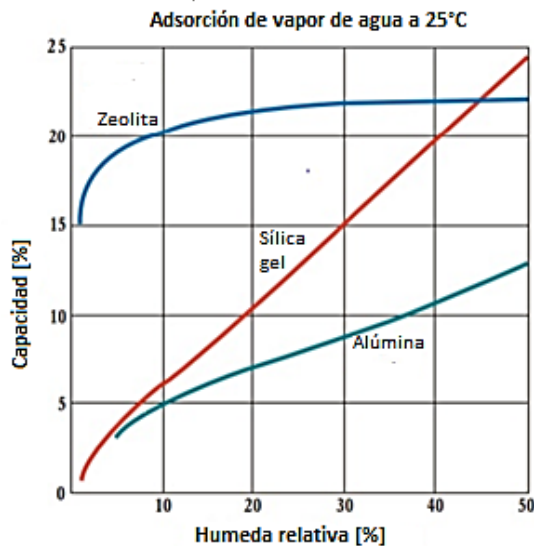


Figura 10-2. Isotermas de adsorción del vapor de agua, en la Zeolita, Sílica-gel y la Alúmina

Fuente: (Mateo , 2015, p. 21)

En la figura 10-2 se observa la capacidad de adsorción que poseen los 3 materiales desecantes antes mencionados. El más utilizado es el gel de sílice o sílica-gel, debido a que tiene un mejor comportamiento a temperaturas relativamente bajas y presiones de vapor intermedias (Mateo , 2015, p. 20).

- *Funcionamiento.* La rueda desecante gira a determinada velocidad con la ayudada de un motor a través de ésta pasan dos flujos de aire en contra corriente, el primero es el flujo del aire de proceso y el otro es el flujo de aire de regeneración (Kodama, 2005).

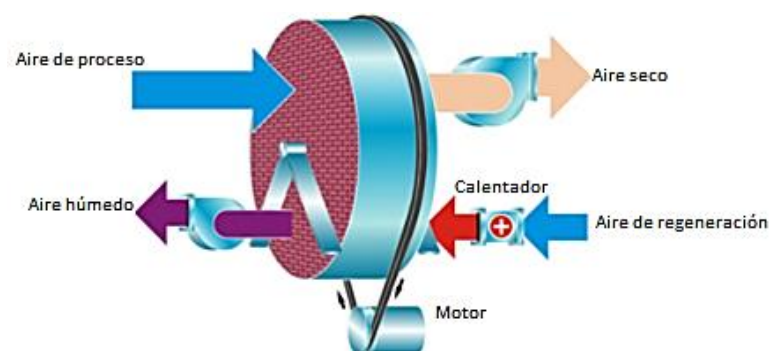


Figura 11-2. Funcionamiento de una rueda desecante

Fuente: (Mateo , 2015, p. 23)

En la figura 11-2 se observa más detalladamente el funcionamiento de una rueda desecante el flujo de aire proveniente del ambiente ingresa en ella. Este flujo de proceso pasa por los canales

en donde se pone en contacto con el desecante el cual deshumidifica el aire hasta que se satura debido a que la rueda sigue girando el flujo de aire de regeneración se pone en contacto con la parte saturada regenerando así el desecante para continuar el proceso (Mateo , 2015, p. 22)

2.3.2.2 Rueda entálpica. Es un dispositivo de recuperación de energía o intercambiador de calor rotativo de aire-aire, que se construye con un disco que tiene una estructura de panal. La rueda entálpica recupera la energía sensible y latente del flujo de aire. Presenta una reducción en la carga y el consumo de energía del sistema en época de verano (El-Maghlany, et al., 2017). Trabaja con dos flujos de aire que actúan en contra corriente, el primer flujo se lo conoce como flujo de suministro y el otro como flujo de escape.

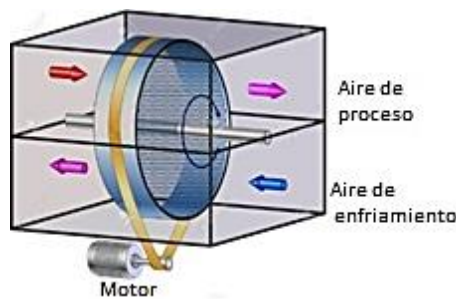


Figura 12-2. Funcionamiento de una rueda entálpica

Fuente: (El-Maghlany, et al., 2017)

2.3.2.3 Unidad de enfriamiento. Este componente puede ser el evaporador de un acondicionador de aire tradicional, un enfriador evaporativo o una unidad manejadora de aire. La función principal de la unidad de enfriamiento es trabajar en la carga sensible (Daou, et al., 2006).

2.4 Eficiencia en equipos térmicos

2.4.1 Efectividad de la deshumidificación.

El efecto y la importancia de los parámetros individuales como flujo másico o velocidad del aire, velocidad de la rueda, diámetro de los conductos de aire, espesor del desecante y condiciones de entrada de la temperatura del aire y humedad para la corriente de aire de proceso así como corriente en las condiciones del aire de salida se examinan mediante la efectividad de la deshumidificación (Nia, et al., 2006, p. 1235) con la siguiente ecuación:

$$\varepsilon_{rd} = \frac{w_1 - w_2}{w_1} \quad (6)$$

Donde:

w_1 : Relación de humedad del aire de ingreso $\left[\frac{Kg_v}{Kg_a}\right]$

w_2 : Relación de humedad del aire de salida $\left[\frac{Kg_v}{Kg_a}\right]$

2.4.2 Coeficiente de performance la rueda desecante.

El coeficiente de performance de la rueda desecante (COP_{rd}) se puede obtener a partir de la ecuación (Romero & Carbonell, 2017).

$$COP_{rd} = \frac{m_p(T_2 - T_1)}{m_R(T_R - T_1)} \quad (7)$$

Donde:

m_p : Flujo másico del aire de proceso $\left[\frac{Kg}{s}\right]$.

m_R : Flujo másico del aire de regeneración $\left[\frac{Kg}{s}\right]$.

T_2 : Temperatura del estado 2 [$^{\circ}C$].

T_1 : Temperatura del estado 1 [$^{\circ}C$].

T_R : Temperatura del aire de regeneración de la rueda desecante [$^{\circ}C$].

2.4.3 Efectividad de un intercambiador de calor rotativo.

Según (Jani & Mishra, 2015, p. 286) otro parámetro que se analiza en el comportamiento de un SERDH es la efectividad del intercambiador de calor rotativo o rueda entálpica (ϵ_{re}) como se muestra a continuación:

$$\epsilon_{re} = \frac{m_p(h_2 - h_3)}{m_E(h_2 - h_6)} \quad (8)$$

Donde:

m_p : Flujo másico en el estado 2 $\left[\frac{Kg}{s}\right]$.

m_E : Flujo másico en el estado 3 $\left[\frac{Kg}{s}\right]$.

h_2 : Entalpía específica en el estado 2 $\left[\frac{KJ}{Kg_a}\right]$.

h_3 : Entalpía específica en el estado 3 $\left[\frac{KJ}{Kg_a}\right]$.

h_6 : Entalpía específica en el estado 6 $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$.

2.4.4 Coeficiente de performance del sistema.

Los parámetros que se deben considerar para determinar el COP del sistema son: La capacidad de enfriamiento (Q_{cc}), la energía de entrada para la regeneración (Q_{reg}) y la potencia de los equipos eléctricos del sistema (W_T) (Jani & Mishra, 2015; Daou & Wang, 2006).

$$Q_{cc} = m_T(h_1 - h_5) \quad (9)$$

Donde:

m_T : Flujo másico de ingreso a la unidad de enfriamiento $\left[\frac{Kg}{s} \right]$.

h_1 : Entalpía específica del estado 1 $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$

h_5 : Entalpía específica del estado 5 $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$

La energía de entrada para la regeneración (Q_{reg}), se calcula según la ecuación:

$$Q_{reg} = m_R(h_9 - h_8) \quad (10)$$

Donde:

m_R : Flujo másico de regeneración $\left[\frac{Kg}{s} \right]$.

h_9 : Entalpía específica del estado 9 $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$

h_8 : Entalpía específica del estado 8 $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$

El coeficiente de performance (COP) se determina mediante la ecuación:

$$COP = \frac{Q_{cc}}{Q_{reg} + W_T} \quad (11)$$

Donde:

Q_{cc} : Capacidad de enfriamiento del sistema [KW].

Q_{reg} : Energía de entrada para la regeneración [KW].

W_T : Potencia total de los equipos eléctricos, en [KW].

2.5 Software TRNSYS

TRNSYS (Transient systems simulation program) es un programa completo y extenso para la simulación de sistemas en estado transitorio. Normalmente es utilizado para la validación de nuevos conceptos de energía razón por la cual este software es utilizado por ingenieros e investigadores de todo el mundo (Naranjo Mendoza, et al., 2013).

TRNSYS fue creado por la universidad de Wisconsin-Madison en EE-UU en el año de 1975.

2.5.1 Generalidades. TRNSYS es un software que sirve para realizar la simulación de sistemas que empleen tecnologías energéticas permitiendo observar el comportamiento de estos sistemas en estado transitorio es decir el comportamiento a través del tiempo.

Se utiliza para la simulación de sistemas que no presenten ninguna complejidad como sistemas de agua caliente sanitaria hasta la simulación en edificios y sistemas complejos en los cuales se utiliza energía alternativa como: energía solar, eólica, fotovoltaica, sistemas de hidrógeno y más.

2.5.2 TRNSYS Simulation Studio. En TRNSYS el modulo o interfaz principal es el TRNSYS simulation studio en él se puede realizar el proyecto deseado para lo cual se adicionan los elementos de las librerías solo con arrastrarlos y soltarlos en el área de trabajo para posteriormente conectarlos, establecer su relación y parámetros. Una vez creado el proyecto TRNSYS simulation studio guarda la información, creando un archivo de proyecto TRNSYS (.tpf).

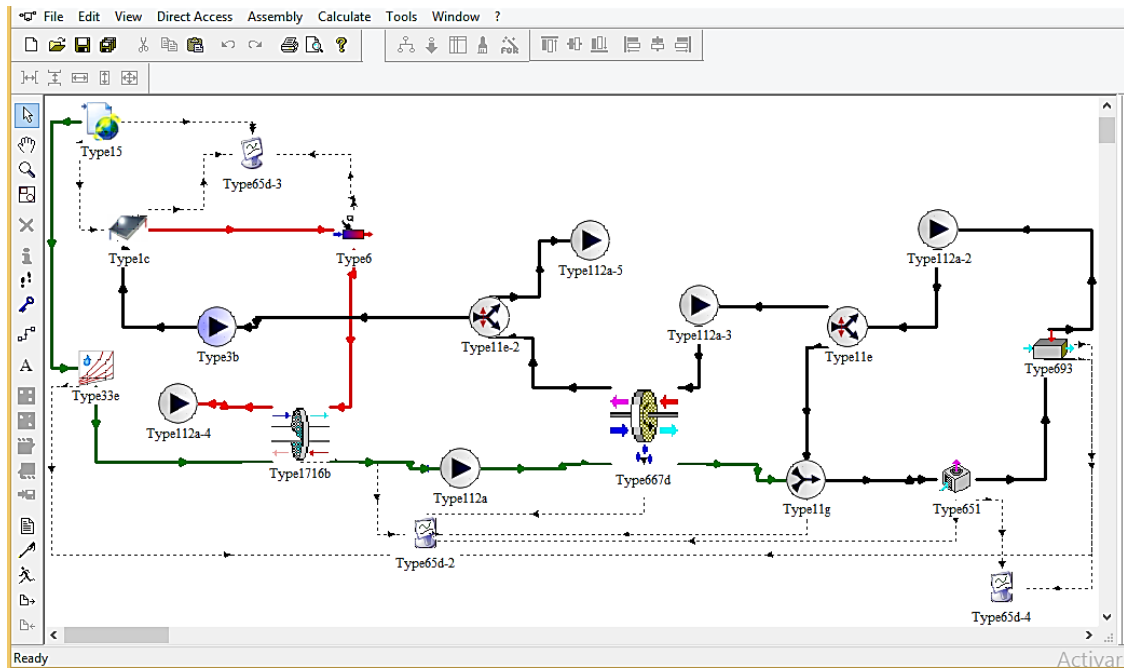


Figura 13-2. Interfaz del TRNSYS simulation studio

Fuente: Autor

En la figura 13-2 se observa la interfaz gráfica del TRNSYS simulation studio, en cual se han colocado los elementos de un sistema para su simulación.

2.5.3 TRNSYS Simulation engine. Es una de las partes más importantes del software ya que aquí se lee toda la información sobre la simulación deseada, los componentes utilizados y su respectiva conexión. Otra función del TRNSYS simulation engine es abrir archivos de entrada adicionales como datos meteorológicos y crea archivos de salida.

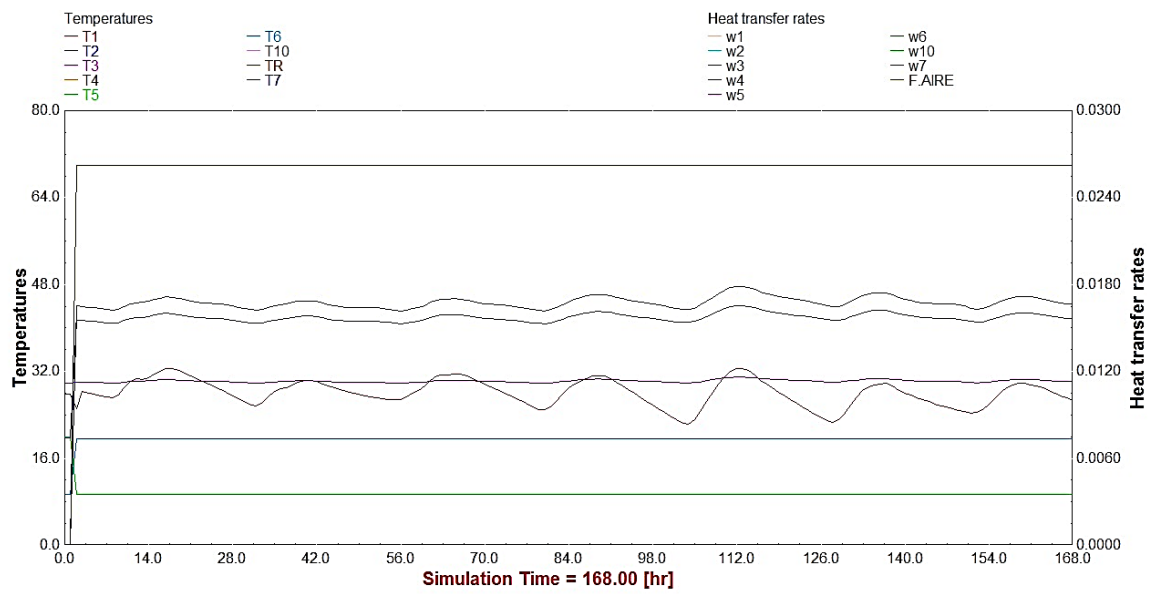


Figura 14-2. Interfaz del TRNSYS Simulation Engine.

Fuente: Autor

CAPÍTULO III

3. ANÁLISIS Y DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON RUEDA DESECANTE MEDIANTE LA OBTENCIÓN DE DATOS EXPERIMENTALES

3.1 Descripción del sistema objeto de estudio

El sistema de enfriamiento está instalado en el laboratorio ECUAMZ de la Universidad Estatal Amazónica (UEA). Es un herbario en el cual se coleccionan especies botánicas de la amazonia ecuatoriana que para su conservación estas especies necesitan ciertas condiciones ambientales las cuales son obtenidas con el sistema de enfriamiento con rueda desecante. En la figura 1-3 se observa la disposición de los componentes del sistema de enfriamiento instalado (Romero & Carbonell, 2017).



Figura 1-3. Sistema de enfriamiento con rueda desecante

Fuente: Autor

3.1.1 Funcionamiento. La función principal del sistema de enfriamiento con rueda desecante es deshumidificar (reducir la humedad) y enfriar (reducir la temperatura) del aire que ingresa al laboratorio. En la figura 2-3 se observa los distintos componentes y elementos que conforman el sistema de enfriamiento.

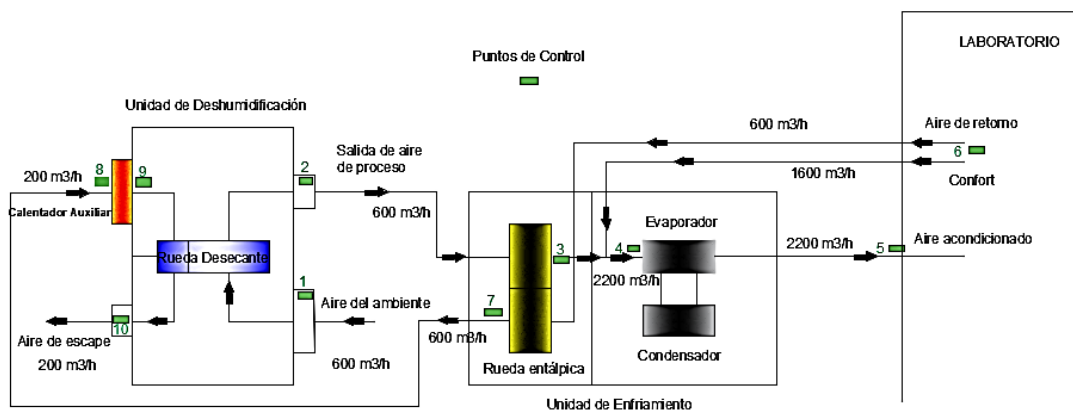


Figura 2-3. Esquema del sistema de enfriamiento con rueda desecante

Fuente: Autor

El aire del ambiente ingresa en el punto 1 con la ayuda de un extractor, a continuación ingresa a la unidad de deshumidificación. Específicamente en la rueda desecante el aire es deshumidificado debido al principio de adsorción obteniendo un aire con menor humedad relativa pero con una temperatura mayor (punto 2). Para reducir la temperatura del aire se utiliza un intercambiador de calor rotativo conocido como rueda entálpica llegando al punto 3 un aire con una temperatura entre 27°C y 28.5 °C.

Antes de ingresar a la unidad de enfriamiento se juntan los dos flujos de aire, el primero de 600 m³/h proveniente del exterior y el segundo flujo de 1600 m³/h proveniente del laboratorio obteniendo un flujo de aire de 2200 m³/h que ingresa a la unidad de enfriamiento para reducir más la temperatura (punto 5). Finalmente el aire ingresa al laboratorio para cumplir su función, finalizando así el ciclo de deshumidificación.

Paralelamente se produce el ciclo de regeneración para lo cual se extrae del laboratorio un flujo de aire de 600 m³/h que a su vez se utiliza para la rueda entálpica debido a que tiene menor temperatura y humedad. El aire que sale de la rueda entálpica (punto 7) es calentado mediante resistencias eléctricas, ya que se necesita que el aire posea una temperatura elevada para que cumpla con la función de regenerar el desecante. Finalmente este flujo de aire atraviesa la rueda desecante regenerándola para ser expulsado al exterior (punto 10).

3.1.2 Componentes. El sistema de enfriamiento objeto de estudio consta de tres partes principales: la unidad de deshumidificación, la rueda entálpica, y la unidad de enfriamiento.

3.1.2.1 Unidad de deshumidificación. El elemento principal de la unidad de deshumidificación es la rueda desecante de sílica-gel. Además esta unidad posee un motor que es el encargado de

producir el movimiento de rotación en la rueda desecante. En la figura 3-3 se observa las especificaciones técnicas de la rueda desecante.



Marca	PROFULETE
Diámetro	350 mm
Espesor	200 mm
Relación de área	75 : 25
Tipo	Horizontal
Voltaje	220 V (3 fases)
Frecuencia	60 Hz
Peso	100 Kg
Dimensiones (LxWxH)	550x550x1350 mm

Figura 3-3. Especificaciones técnicas de la rueda desecante

Fuente: Autor

Según el diseño, el motor está provisto de un reductor de velocidad que permite la rotación de la rueda desecante con las velocidades de 5, 10 y 15 RPH. El flujo de aire de proceso que ingresa en la rueda desecante es de 600 m³/h y el flujo de aire de regeneración es de 200 m³/h.

Dentro de la unidad de deshumidificación también se encuentra la fuente calor que se encarga de calentar el aire de regeneración. Esto se hace con energía eléctrica mediante resistencias eléctricas (niquelinas) que tienen una potencia máxima de 7,2 KW. Se puede obtener temperaturas desde 60°C hasta 100°C para el aire de regeneración que son las más adecuadas para los sistemas de enfriamiento con rueda desecante (Ando & Kodama, 2005).

3.1.2.2 Rueda entálpica. Debido al principio de funcionamiento de la rueda entálpica (ver sección 2.3.2.2) cuenta con un motor y un reductor que permite el movimiento de rotación de la misma. Según el diseño del sistema de enfriamiento objeto de estudio la rueda entálpica puede girar con velocidades de 20 y 25 RPM.

La relación de área de la rueda entálpica es de 50:50 por lo tanto el flujo de aire de proceso es igual al flujo de aire de escape (enfriamiento) este flujo es de 600 m³/h. El flujo que ingresa a la rueda entálpica es el mismo que sale de la rueda desecante (flujo de proceso) mientras que el flujo

de enfriamiento es proveniente del laboratorio (ver figura 2-3). En la figura 4-3 se muestra las especificaciones técnicas de la rueda entálpica.

	
Marca	PROFULETE
Modelo	HRT-600
Diámetro	600 mm
Espesor	200 mm
Relación de área	50 : 50
Tipo	Vertical
Voltaje	220 V
Frecuencia	60 Hz
Peso	59 Kg
Dimensiones (LxWxH)	700x700x340 mm

Figura 4-3. Especificaciones técnicas de la rueda entálpica

Fuente: Autor

3.1.2.3 Unidad de enfriamiento. Consta de dos componentes principales que son el condensador y el evaporador. La unidad de enfriamiento es de la marca GREE de 3 toneladas de refrigeración y emplea el refrigerante ecológico R-410a como se muestra en la figura 5-3.


	
Marca	GREE
Modelo	HW60Na/A-D
Capacidad de enfriamiento	10,5 KW
Refrigerante	R-410a
Voltaje	220 V
Frecuencia	60 Hz
Carga de refrigerante	3 Kg
Peso	94 Kg

Figura 5-3. Especificaciones técnicas del condensador

Fuente: Autor

El evaporador puede trabajar con un flujo de aire de hasta 2350 m³/h en el sistema de enfriamiento el flujo de aire que ingresa al condensador es de 2200 m³/h para lo cual se juntan dos flujos, el primero de 600 m³/h que sale de la rueda entálpica y el otro flujo de 1600 m³/h que se obtiene del laboratorio.

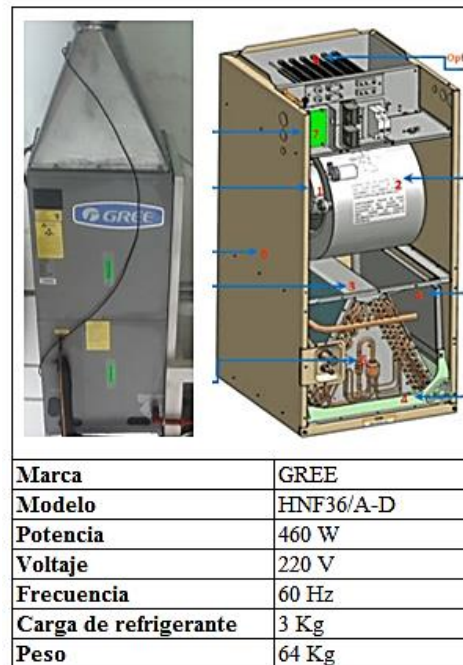


Figura 6-3. Especificaciones técnicas del evaporador

Fuente: Autor

3.2 Determinación de las condiciones y variables del sistema de enfriamiento con rueda desecante híbrido

Según el diseño del sistema de enfriamiento con rueda desecante híbrido, puede funcionar con distintas condiciones o parámetros iniciales de funcionamiento. Las variables a tomar en cuenta para la determinación de los parámetros de funcionamiento son:

- La velocidad de rotación de la rueda desecante ω_{rd} , con valores de: 5, 10 y 15 RPH.
- La velocidad de rotación de la rueda entálpica ω_{re} , con valores de: 20 y 25 RPM.
- La temperatura de regeneración TR de 60 y 70°C.

La temperatura de regeneración para la sílica-gel puede tomar valores de 50°C hasta 100 °C (Ruivo, et al., 2015). Los valores de operación tomados son de 60°C y 70°C, ya que la fuente de calor (energía eléctrica) suministra temperaturas de 60°C hasta 80°C. Además el objetivo del

trabajo es también reducir el consumo eléctrico. En la tabla 1-3 se muestra las condiciones que resultan al combinar las variables del sistema.

Tabla 1-3. Condiciones de funcionamiento del sistema de enfriamiento

Condición	Velocidad Rueda desecante [rph]	Temperatura Regeneración [°C]	Velocidad Rueda entálpica [rpm]	Fecha
1	5	60	20	15/05/17
2	5	60	25	16/05/17
3	5	70	20	17/05/17
4	5	70	25	18/05/17
5	10	60	20	19/05/17
6	10	60	25	20/05/17
7	10	70	20	21/05/17
8	10	70	25	22/05/17
9	15	60	20	23/05/17
10	15	60	25	24/05/17
11	15	70	20	25/05/17
12	15	70	25	26/05/17

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

3.2.1 Unidad de control y adquisición de datos. El sistema de enfriamiento cuenta con una unidad de control de temperatura y humedad relativa a través del software SITRAD para gestión a distancia utilizado ampliamente en sistemas de acondicionamiento de aire.

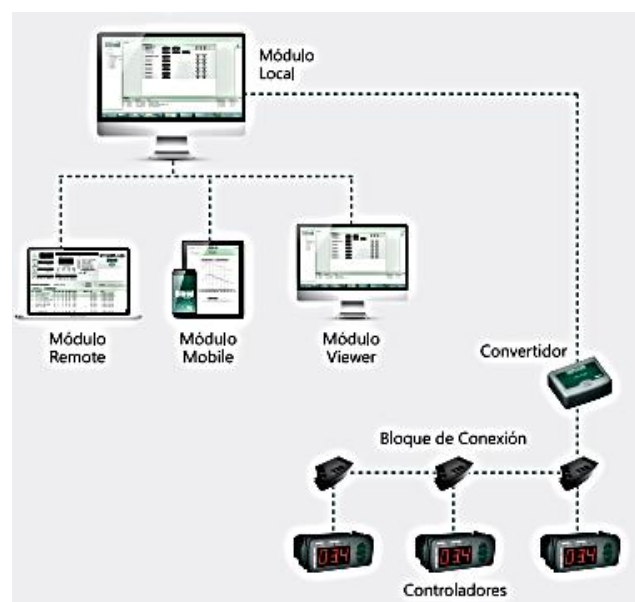


Figura 7-3. Componentes un sistema de control mediante SITRAD

Fuente: <http://www.fullgauge.com/es/>

La unidad de control del sistema de enfriamiento cuenta con 10 puntos de control. La cual consta de los siguientes componentes: controladores e indicadores de temperatura y humedad relativa, bloque de conexión para comunicación serial, cables de conexión, y un módulo local (computador) para recolección de los datos.

3.2.2 Obtención de los datos experimentales. Los datos de temperatura y humedad relativa que indican los instrumentos en los distintos puntos de control se registran en la computadora mediante el software SITRAD y son exportados a EXCEL.

La toma de datos se realiza cada 30 minutos durante las 24 horas del día con la ayuda de EXCEL se obtiene los respectivos promedios. En el ANEXO A se muestra los datos obtenidos de temperatura y humedad relativa para todas las condiciones de operación.

Se obtienen datos para las 12 condiciones de funcionamiento del sistema de enfriamiento. En la Tabla 2-3 se observa los promedios de los datos obtenidos de temperatura en °C y humedad relativa en porcentaje de los 10 puntos de control para las distintas condiciones.

Tabla 2-3. Valores promedio de la temperatura y humedad relativa

	T1	HR1	T2	HR2	T3	HR3	T4	HR4	T5	HR5	T6	HR6	T7	HR7	T8	HR8	T9	HR9	T10	HR10
1	27.6	80.8	42.0	23.7	27.1	50.5	21.4	51.9	9.4	81.5	19.3	51.2	34.7	22.8	34.7	22.8	60.0	6.3	32.2	71.8
2	26.3	85.5	42.3	22.8	27.3	49.1	21.3	52.8	9.5	80.8	19.4	51.5	34.5	23.4	34.5	23.4	60.0	6.4	32.1	66.3
3	26.9	84.6	45.6	18.9	28.1	46.4	21.5	51.6	9.4	80.8	19.2	51.5	36.7	20.2	36.7	20.2	70.0	4.0	33.2	68.7
4	27.1	82.8	45.8	18.4	27.8	47.3	21.2	53.0	9.6	78.6	19.4	50.4	37.4	18.9	37.4	18.9	70.0	3.9	32.9	69.4
5	27.0	84.1	43.0	21.6	27.0	49.5	21.4	51.4	9.6	79.8	19.3	50.5	35.4	21.5	35.4	21.5	60.0	6.2	32.0	72.6
6	27.3	82.6	43.2	21.7	27.4	48.4	21.4	52.5	9.6	79.6	19.4	50.8	35.2	22.0	35.2	22.0	60.0	6.3	32.4	69.2
7	28.1	79.6	47.0	17.3	28.0	46.3	21.6	50.2	9.4	81.1	19.2	50.5	38.5	17.9	38.5	17.9	70.0	3.9	33.2	70.4
8	28.3	78.3	47.2	16.9	28.3	45.1	21.4	51.4	9.5	80.2	19.4	48.9	38.2	17.8	38.2	17.8	70.0	3.8	33.5	69.7
9	26.4	86.7	44.7	19.3	27.0	48.3	21.6	51.9	9.5	80.5	19.1	51.8	36.9	20.0	36.9	20.0	60.0	6.3	34.0	56.6
10	28.1	81.1	44.7	19.8	27.0	49.9	21.4	51.4	9.6	79.5	19.3	50.5	36.9	19.8	36.9	19.8	60.0	6.2	32.0	76.2
11	26.8	85.9	47.8	16.0	28.5	43.5	21.6	49.0	9.3	81.4	19.1	49.1	38.6	16.9	38.6	16.9	70.0	3.7	32.5	70.0
12	26.2	89	47.3	16.5	27.9	47.4	21.1	54.7	9.4	80.7	19.3	51.8	38.8	16.8	38.8	16.8	70.0	3.7	32.3	69.6

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

3.3 Cálculo de las variables del sistema de enfriamiento

Para determinar las variables a considerarse en los parámetros de funcionamiento del sistema se calcula la humedad absoluta y la entalpía de cada punto.

3.3.1 Cálculo del flujo másico. Se determina el flujo másico del aire de proceso y el flujo másico del aire de regeneración, se trabaja con el flujo de aire de proceso de 600 m³/h y el de regeneración con un valor de 200 m³/h.

Se utiliza la ecuación 1 dividiéndola para una unidad de tiempo se obtiene la ecuación 12.

$$\rho = \frac{\dot{m}}{\dot{V}} \quad (12)$$

Donde:

ρ = Densidad del aire, en $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

\dot{m} = Flujo másico, en [Kg/s].

\dot{V} = Flujo volumétrico, en [m³/s].

3.3.1.1 Flujo másico del aire de proceso. Se utiliza la ecuación 11 y se realiza una conversión de unidades en cuanto al flujo volumétrico.

$$\dot{V} = 600 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \rightarrow \dot{V} = 0,167 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m} = (1,14 \frac{Kg}{m^3})(0,167 \frac{m^3}{s}) \rightarrow \dot{m} = 0,190 \frac{Kg}{s}$$

3.3.1.2 Flujo másico del aire de regeneración.

$$\dot{V} = 200 \frac{m^3}{h} \cdot \frac{1 h}{3600 s} \rightarrow \dot{V} = 0,055 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m} = (1,14 \frac{Kg}{m^3})(0,055 \frac{m^3}{s}) \rightarrow \dot{m} = 0,063 \frac{Kg}{s}$$

3.3.2 Cálculo de la humedad absoluta. Se reemplaza la ecuación 2 y la ecuación 4 para dejar a la humedad absoluta en función de la humedad relativa. Se obtiene la ecuación 13

$$w = 0,622 \frac{\phi P_g}{P - \phi P_g} \quad (13)$$

Donde:

w = Humedad absoluta $\left[\frac{Kg_v}{Kg_a}\right]$.

ϕ = Humedad relativa [adimensional].

P_g = Presión de saturación de vapor [KPa].

P = Presión total [KPa].

Para determinar la humedad absoluta de cada punto y cada condición se necesita el valor de la presión de saturación del vapor P_g para esto se utiliza las tablas de vapor.

En la tabla 3-3 se muestra los valores presión de saturación y entalpía del vapor de agua a distintas temperaturas.

Tabla 3-3. Tabla de vapor

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg			Entropía, $kJ/kg \cdot K$		
		Líqu. sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líqu. sat., u_f	Evap., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líqu. sat., h_f	Evap., h_{fg}	Vapor sat., h_g	Líqu. sat., s_f	Evap., s_{fg}	Vapor sat., s_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9	0.0000	9.1556	9.1556
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1	0.0763	8.9487	9.0249
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2	0.1511	8.7488	8.8999
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3	0.2245	8.5559	8.7803
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4	0.2965	8.3696	8.6661
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5	0.3672	8.1895	8.5567
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6	0.4368	8.0152	8.4520
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6	0.5051	7.8466	8.3517
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5	0.5724	7.6832	8.2556
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4	0.6386	7.5247	8.1633

Fuente: (Cengel & Boles, 2012, p. 914)

Se determina el valor de la presión de saturación P_g y la entalpía del vapor de agua h_g con el valor de la temperatura del punto 1 de la primera condición cuyo valor es de 27,6°C mediante interpolación ya que no existe este valor en la tabla de vapor.

Tabla 4-3. Valores de Presión de saturación y entalpía del vapor de agua para interpolación

T [°C]	P_g [KPa]	h_g [KJ/Kg]
25	31.698	2546.5
27.6	P_g	h_g
30	42.469	2555.6

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

$$\frac{30 - 25}{27.6 - 25} = \frac{4.2469 - 3.1698}{P_g - 3.1698} \rightarrow P_g = 3.7 \text{ KPa}$$

$$\frac{30 - 25}{27.6 - 25} = \frac{2555.6 - 2546.5}{h_g - 2546.5} \rightarrow h_g = 2551.2 \frac{KJ}{Kg_v}$$

Se calcula la humedad absoluta w con la ecuación 13 sabiendo que la presión total P tiene un valor de 94,9 KPa que es valor de la presión atmosférica del lugar donde se encuentra instalado el sistema de enfriamiento (Romero & Carbonell, 2017). El valor de la humedad relativa del punto 1 de la condición 1 es de 80,8% ó 0,808 ver tabla 2-3.

$$w = 0,622 \frac{(0.808)(3.7KPa)}{94.9KPa - (0.808)(3.7KPa)} \rightarrow w = 0.0202 \frac{Kg_v}{Kg_a}$$

3.3.3 Cálculo de la entalpía. Se calcula mediante la ecuación 5. Previamente se determina el valor de la entalpía del aire h_a con la siguiente ecuación (Cengel & Boles, 2012).

$$h_a = C_p T \quad (14)$$

Donde:

h_a = Entalpía del aire $\left[\frac{KJ}{Kg_a} \right]$.

C_p = Calor específico del aire a presión constante $\left[\frac{KJ}{Kg^\circ K} \right]$.

T = Presión de saturación de vapor $[^\circ C]$.

El valor del calor específico del aire es de 1.007 KJ/Kg $^\circ$ K (ver tabla 1-2) y se comprueba con el software EES. La temperatura del punto 1 de la condición 1 es de 27.6 $^\circ$ C. Estos valores se utilizan en la ecuación 14.

$$h_a = \left(1.007 \frac{KJ}{Kg_a^\circ K} \right) (27.6^\circ C) \rightarrow h_a = 27.79 \frac{KJ}{Kg_a}$$

Se reemplazan los valores de la entalpía del aire h_a , la humedad absoluta w y el valor de la entalpía del vapor de agua h_g calculada en la sección 3.3.2.

$$h = 27.79 \frac{KJ}{Kg_a} + \left(0.0202 \frac{Kg_v}{Kg_a} \right) \left(2551.2 \frac{KJ}{Kg_v} \right) \rightarrow h = 79.33 \frac{KJ}{Kg}$$

3.3.4 Cálculo de la presión de saturación P_g y la entalpía del vapor de agua h_g mediante el software EES. Los valores de P_g y h_g se determinan mediante interpolación con los valores de

las tablas de vapor como se observa en la sección 3.3.2. Pero también se los puede determinar con el software Engineering Equation Solver (EES).

Se programa en la ventana de ecuaciones (Equations window) del EES como se trata de vapor de agua entonces la calidad x toma el valor de 1 (Cengel & Boles, 2012). Con el mismo valor de la temperatura 1 de la condición 1 de la sección 3.3.2.

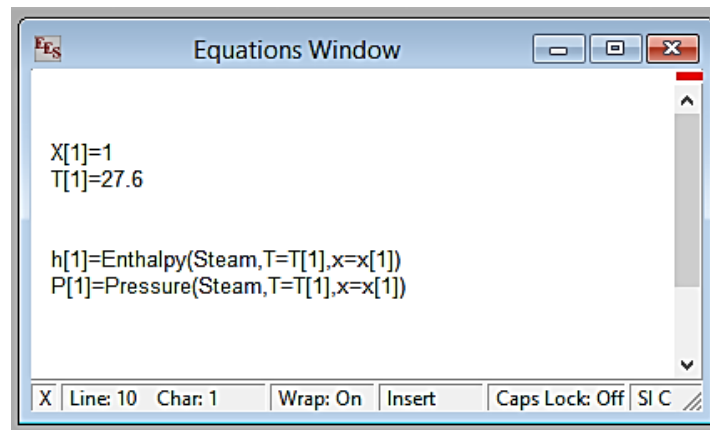


Figura 8-3. Programación en EES

Fuente: Autor

Para determinar los valores de P_g y h_g en el software se ingresa en la pestaña “Calculate” y luego en “Solve” así aparece la tabla con los valores deseados.

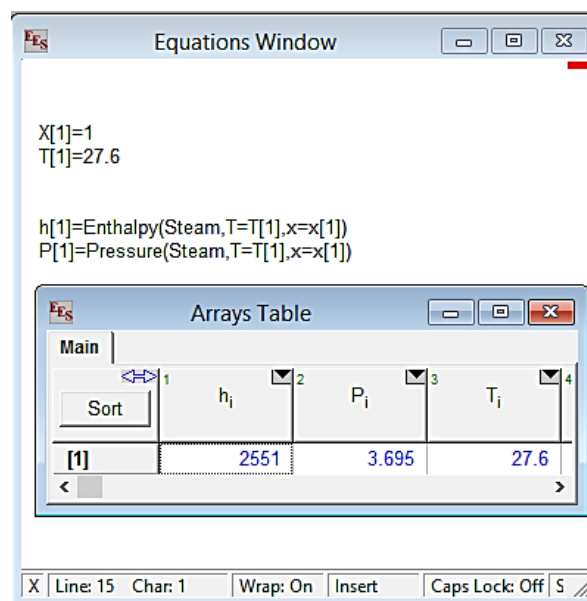


Figura 9-3. Valores de la presión de saturación y entalpía del vapor agua, mediante EES

Fuente: Autor

3.3.5 Cálculo de la entalpía y humedad absoluta para todas las condiciones. Los valores que se obtiene mediante el software EES son similares a los valores que se encuentran mediante interpolación con las tablas de vapor. Por lo tanto se va a calcular los valores de la presión de saturación y entalpía del vapor de agua para todos los puntos y condiciones mediante este software.

Con los valores de P_g y h_g se determinan los valores de la humedad absoluta y la entalpía de los 10 puntos de control para las 12 condiciones, como se muestra en la sección 3.3.2 y 3.3.3. Los valores se muestran a continuación.

Tabla 5-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 1

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	27.6	80.8	27.79	2551	3.695	0.0202	79.33
2	42	23.7	42.29	2577	8.205	0.0130	75.83
3	27.1	50.5	27.29	2550	3.588	0.0121	58.16
4	21.4	51.9	21.55	2540	2.549	0.0088	43.89
5	9.4	81.5	9.47	2518	1.18	0.0064	25.50
6	19.3	51.2	19.44	2536	2.239	0.0076	38.72
7	34.7	22.8	34.94	2564	5.534	0.0084	56.43
8	34.7	22.8	34.94	2564	5.534	0.0084	56.43
9	60	6.3	60.42	2609	19.93	0.0084	82.28
10	32.2	71.8	32.43	2559	4.812	0.0235	92.56

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 6-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 2

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	26.3	85.5	26.48	2549	3.423	0.0198	76.94
2	42.3	22.8	42.60	2577	8.336	0.0127	75.35
3	27.3	49.1	27.49	2550	3.63	0.0119	57.85
4	21.3	52.8	21.45	2540	2.534	0.0089	44.04
5	9.5	80.8	9.57	2518	1.188	0.0064	25.57
6	19.4	51.5	19.54	2536	2.253	0.0077	39.06
7	34.5	23.4	34.74	2563	5.473	0.0085	56.55
8	34.5	23.4	34.74	2563	5.473	0.0085	56.55
9	60	6.43	60.42	2609	19.93	0.0085	82.63
10	32.1	66.3	32.32	2559	4.785	0.0215	87.37

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 7-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 3

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	26.9	84.6	27.09	2550	3.546	0.0203	78.86
2	45.6	18.9	45.92	2583	9.89	0.0125	78.20
3	28.1	46.4	28.30	2552	3.804	0.0118	58.38
4	21.5	51.6	21.65	2540	2.565	0.0088	44.00
5	9.4	80.8	9.47	2518	1.18	0.0063	25.36
6	19.2	51.5	19.33	2536	2.225	0.0076	38.61
7	36.7	20.2	36.96	2567	6.178	0.0083	58.23
8	36.7	20.2	36.96	2567	6.178	0.0083	58.23
9	70	4	70.49	2626	31.18	0.0083	92.24
10	33.2	68.7	33.43	2561	5.09	0.0238	94.37

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 8-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 4

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	27.1	82.8	27.29	2550	3.588	0.0201	78.55
2	45.8	18.4	46.12	2584	9.991	0.0123	77.87
3	27.8	47.3	27.99	2551	3.738	0.0118	58.12
4	21.2	53.0	21.35	2539	2.518	0.0089	43.87
5	9.6	78.6	9.67	2518	1.196	0.0062	25.34
6	19.4	50.4	19.54	2536	2.253	0.0075	38.64
7	37.4	18.9	37.66	2569	6.418	0.0081	58.35
8	37.4	18.9	37.66	2569	6.418	0.0081	58.35
9	70	3.9	70.49	2626	31.18	0.0081	91.64
10	32.9	69.4	33.13	2561	5.005	0.0236	93.65

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 9-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 5

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	27	84.1	27.19	2550	3.567	0.0203	78.96
2	43	21.6	43.30	2579	8.646	0.0125	75.50
3	27	49.5	27.19	2550	3.567	0.0118	57.26
4	21.4	51.4	21.55	2540	2.549	0.0087	43.67
5	9.6	79.8	9.67	2518	1.196	0.0063	25.58
6	19.3	50.5	19.44	2536	2.239	0.0075	38.46
7	35.4	21.5	35.65	2565	5.752	0.0082	56.71
8	35.4	21.5	35.65	2565	5.752	0.0082	56.71
9	60	6.2	60.42	2609	19.93	0.0082	81.83
10	32	72.6	32.22	2559	4.758	0.0235	92.35

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 10-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 6

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	27.3	82.6	27.49	2550	3.63	0.0203	79.24
2	43.2	21.7	43.50	2579	8.737	0.0127	76.20
3	27.4	48.4	27.59	2551	3.652	0.0118	57.71
4	21.4	52.5	21.55	2540	2.549	0.0089	44.15
5	9.6	79.6	9.67	2518	1.196	0.0063	25.54
6	19.4	50.8	19.54	2536	2.253	0.0076	38.79
7	35.2	22	35.45	2565	5.689	0.0083	56.77
8	35.2	22	35.45	2565	5.689	0.0083	56.77
9	60	6.28	60.42	2609	19.93	0.0083	82.11
10	32.4	69.2	32.63	2560	4.866	0.0229	91.20

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 11-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 7

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	28.1	79.6	28.30	2552	3.804	0.0205	80.61
2	47	17.3	47.33	2586	10.62	0.0123	79.08
3	28	46.3	28.20	2552	3.782	0.0117	58.04
4	21.6	50.2	21.75	2540	2.581	0.0086	43.62
5	9.4	81.1	9.47	2518	1.18	0.0063	25.42
6	19.2	50.5	19.33	2536	2.225	0.0075	38.23
7	38.5	17.9	38.77	2571	6.811	0.0081	59.58
8	38.5	17.9	38.77	2571	6.811	0.0081	59.58
9	70	3.91	70.49	2626	31.18	0.0081	91.75
10	33.2	70.4	33.43	2561	5.09	0.0244	95.94

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 12-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 8

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	28.3	78.3	28.50	2552	3.848	0.0204	80.55
2	47.2	16.9	47.53	2586	10.73	0.0121	78.86
3	28.3	45.1	28.50	2552	3.848	0.0116	58.07
4	21.4	51.4	21.55	2540	2.549	0.0087	43.67
5	9.5	80.2	9.57	2518	1.188	0.0063	25.45
6	19.4	48.9	19.54	2536	2.253	0.0073	38.06
7	38.2	17.8	38.47	2570	6.702	0.0079	58.82
8	38.2	17.8	38.47	2570	6.702	0.0079	58.82
9	70	3.82	70.49	2626	31.18	0.0079	91.25
10	33.5	69.7	33.73	2562	5.176	0.0246	96.71

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 13-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 9

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	26.4	86.7	26.58	2549	3.443	0.0202	78.08
2	44.7	19.3	45.01	2582	9.443	0.0122	76.46
3	27	48.3	27.19	2550	3.567	0.0115	56.52
4	21.6	51.9	21.75	2540	2.581	0.0089	44.37
5	9.5	80.5	9.57	2518	1.188	0.0063	25.51
6	19.1	51.8	19.23	2536	2.212	0.0076	38.51
7	36.9	20	37.16	2568	6.245	0.0083	58.46
8	36.9	20	37.16	2568	6.245	0.0083	58.46
9	60	6.27	60.42	2609	19.93	0.0083	82.07
10	34	56.6	34.24	2563	5.323	0.0204	86.51

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 14-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 10

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	28.1	81.1	28.30	2552	3.804	0.0209	81.63
2	44.7	19.8	45.01	2582	9.443	0.0125	77.29
3	27	49.9	27.19	2550	3.567	0.0119	57.51
4	21.4	51.4	21.55	2540	2.549	0.0087	43.67
5	9.6	79.5	9.67	2518	1.196	0.0063	25.52
6	19.3	50.5	19.44	2536	2.239	0.0075	38.46
7	36.9	19.8	37.16	2568	6.245	0.0082	58.25
8	36.9	19.8	37.16	2568	6.245	0.0082	58.25
9	60	6.2	60.42	2609	19.93	0.0082	81.83
10	32	76.2	32.22	2559	4.758	0.0247	95.45

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 15-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 11

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	26.8	85.9	26.99	2550	3.525	0.0205	79.26
2	47.8	16	48.13	2587	11.06	0.0118	78.71
3	28.5	43.5	28.70	2553	3.893	0.0113	57.55
4	21.6	49	21.75	2540	2.581	0.0084	43.09
5	9.3	81.4	9.37	2518	1.172	0.0063	25.27
6	19.1	49.1	19.23	2536	2.212	0.0072	37.50
7	38.6	16.9	38.87	2571	6.848	0.0077	58.61
8	38.6	16.9	38.87	2571	6.848	0.0077	58.61
9	70	3.71	70.49	2626	31.18	0.0077	90.65
10	32.5	70	32.73	2560	4.894	0.0233	92.36

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Tabla 16-3. Valores de humedad absoluta y entalpía, condición 12

Punto	T[°C]	Ø[%]	ha	hg	Pg	w[Kgv/Kga]	h[KJ/Kg]
1	26.2	89	26.38	2548	3.403	0.0205	78.63
2	47.3	16.5	47.63	2586	10.78	0.0119	78.35
3	27.9	47.4	28.10	2552	3.76	0.0119	58.48
4	21.1	54.7	21.25	2539	2.503	0.0091	44.37
5	9.4	80.7	9.47	2518	1.18	0.0063	25.34
6	19.3	51.8	19.44	2536	2.239	0.0077	38.95
7	38.8	16.8	39.07	2571	6.922	0.0077	58.91
8	38.8	16.8	39.07	2571	6.922	0.0077	58.91
9	70	3.73	70.49	2626	31.18	0.0077	90.76
10	32.3	69.6	32.53	2559	4.839	0.0229	91.09

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

3.4 Cálculo de los parámetros que influyen en la eficiencia de un sistema de enfriamiento con rueda desecante.

De acuerdo a las referencias bibliográficas revisadas se debe analizar y determinar los valores de los siguientes parámetros: efectividad de la deshumidificación, coeficiente de performance de la rueda desecante, efectividad de la rueda entálpica y el coeficiente de performance del sistema de enfriamiento (Daou & Wang, 2006).

En esta sección se va a determinar los valores de los parámetros mencionados para la condición 1 es decir con una velocidad de 5 RPH en la rueda desecante, 60°C para la temperatura de regeneración y una velocidad de 20 RPM en la rueda entálpica.

3.4.1 Cálculo de la efectividad de la deshumidificación. Para determinar este valor se utiliza la ecuación 6. Se emplean los valores de las humedades absolutas correspondientes a la condición 1. Ver tabla 6.

$$\varepsilon_{rd} = \frac{w_1 - w_2}{w_1} \rightarrow \varepsilon_{rd} = \frac{0.0202 - 0.0130}{0.0202}$$

$$\varepsilon_{rd} = 0.36$$

3.4.2 Cálculo del coeficiente de performance de la rueda desecante. El COP_{rd} se determina mediante la ecuación 7 con los valores de las temperaturas acorde a los puntos 1 y 2 además el

valor de flujo de aire de proceso y flujo de aire de regeneración son los que se muestran en la sección 3.3.1.1 y 3.3.1.2.

$$COP_{rd} = \frac{m_p(T_2 - T_1)}{m_R(T_R - T_1)} \rightarrow COP_{rd} = \frac{0.19(42 - 27.6)}{0.063(60 - 27.6)}$$

$$COP_{rd} = 1.33$$

3.4.3 Cálculo de la efectividad de la rueda entálpica. Se utilizan los valores de la entalpía de los puntos 2,3 y 6 en la ecuación 8.

$$\epsilon_{re} = \frac{m_p(h_2 - h_3)}{m_E(h_2 - h_6)} \rightarrow \epsilon_{re} = \frac{0.19(75.83 - 58.16)}{0.19(75.83 - 38.72)}$$

$$\epsilon_{re} = 0.48$$

3.4.4 Cálculo del coeficiente de performance del sistema. Para determinar el COP del sistema se utiliza la ecuación 10 pero antes se calcula el valor de la capacidad de enfriamiento y la energía de entrada para la regeneración.

3.4.4.1 Capacidad de enfriamiento. Se calcula mediante la ecuación 9 utilizando los valores de entalpía de los puntos 1 y 5.

$$Q_{cc} = m_T(h_1 - h_5) \rightarrow Q_{cc} = 0.6967(81.63 - 25.52)$$

$$Q_{cc} = 39.09 \text{ KW}$$

3.4.4.2 Energía de entrada para la regeneración. Para determinar su valor se emplea la ecuación 10. Además se calcula el valor de la potencia que consumen los equipos eléctricos (W_T) cuyo valor es 9.85 KW. Como se observa en la tabla 17-3.

Tabla 17-3. Potencia que consumen los equipos eléctricos

Equipo	Potencia (kW)
Resistencia eléctrica	2.4
Rueda desecante	0.65
Rueda entálpica	0.09
Condensador	5.51
Evaporador	0.46
Ventiladores externos	0.74
TOTAL	9.85

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

$$Q_{\text{reg}} = m_R(h_9 - h_8) + W_T \rightarrow Q_{\text{reg}} = 0.0633(81.83 - 58.25) + 9.85$$

$$Q_{\text{reg}} = 11.34 \text{ KW}$$

3.4.4.3 Coeficiente de performance (COP). Los valores de la capacidad de enfriamiento y la energía de entrada para la regeneración se reemplazan en la ecuación 10.

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{enf}}}{Q_{\text{cal}}} \rightarrow \text{COP} = \frac{39.09 \text{ KW}}{11.34 \text{ KW}}$$

$$\text{COP} = 3.45$$

3.4.5 Cálculo de los parámetros que influyen en la eficiencia del sistema de enfriamiento para todas las condiciones.

En esta sección se va a determinar los valores de los parámetros influyentes para las 12 condiciones con las cuales puede funcionar el sistema de enfriamiento. Ver tabla 1-3.

El procedimiento para encontrar los valores son los mismos que se muestran en la sección 3.4.1, 3.4.2, 3.4.3 y 3.4.4. Los resultados obtenidos para las 12 condiciones se muestran en la tabla 18-3.

Tabla 18-3. Valores de los parámetros que influyen en la eficiencia del sistema de enfriamiento.

Condición	ω_{rd} [rph]	TR [°C]	ω_{re} [rpm]	ϵ_{rd}	COP_{rd}	ϵ_{re}	COP
1	5	60	20	0.36	1.33	0.48	3.27
2	5	60	25	0.36	1.42	0.48	3.11
3	5	70	20	0.38	1.30	0.50	3.11
4	5	70	25	0.39	1.31	0.50	3.10
5	10	60	20	0.38	1.45	0.49	3.25
6	10	60	25	0.37	1.46	0.49	3.27
7	10	70	20	0.40	1.35	0.52	3.24
8	10	70	25	0.41	1.36	0.51	3.22
9	15	60	20	0.40	1.63	0.53	3.23
10	15	60	25	0.40	1.56	0.51	3.45
11	15	70	20	0.42	1.46	0.51	3.17
12	15	70	25	0.42	1.45	0.50	3.13

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

3.5 Determinación de la condición óptima de funcionamiento

3.5.1 Análisis de la efectividad de la deshumidificación. Se analiza el comportamiento de la efectividad de la deshumidificación para los valores de 60°C y 70°C en la temperatura de regeneración TR así como para los tres valores de la velocidad de la rueda desecante ω_{rd} . Este comportamiento se muestra en la figura 10-3 y 11-3.

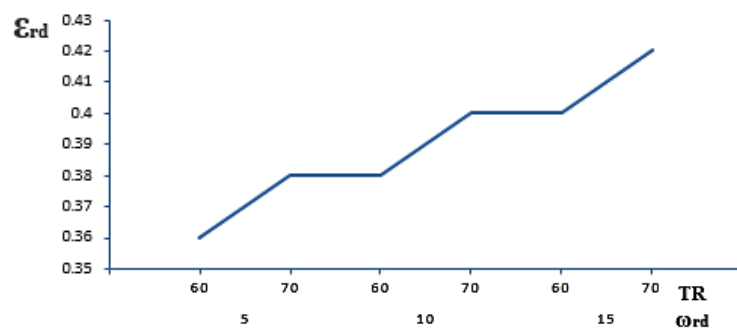


Gráfico 1-3. Variación de la efectividad de la deshumidificación en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.

Fuente: Autor

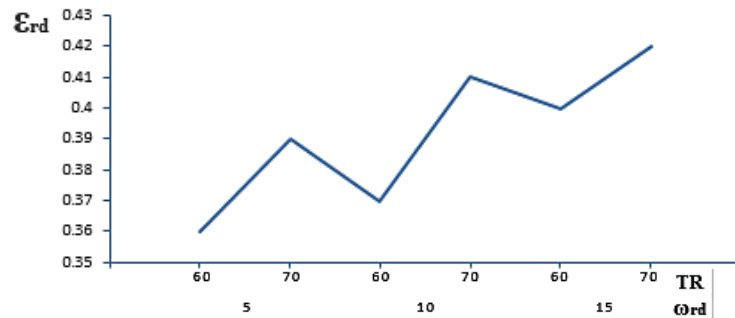


Gráfico 2-3. Variación de la efectividad de la deshumidificación en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.

Fuente: Autor

Se observa que la efectividad de la deshumidificación aumenta cuando la temperatura de regeneración y la velocidad de la rueda desecante también aumentan. Además para los dos valores de la velocidad de la rueda entálpica ω_{re} 20 y 25 RPM. Se observa que la variación es mínima. Por lo tanto se puede decir que la velocidad de la rueda entálpica no influye en la efectividad de la deshumidificación. Pero la velocidad de la rueda desecante si influye en el valor de la efectividad se obtiene los valores más altos para una velocidad de 15 RPH

3.5.2 Análisis del coeficiente de performance de la rueda desecante. En la figura 12-3 y 13-3 se representa el cambio en los valores del coeficiente de performance de la rueda desecante para las 3 variantes principales del sistema.

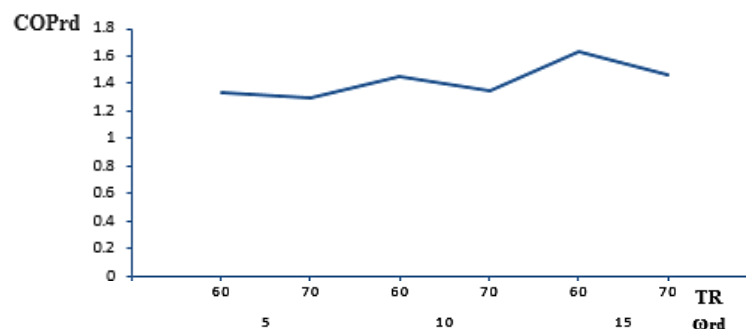


Gráfico 3-3. Variación del coeficiente de performance de la rueda desecante en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.

Fuente: Autor

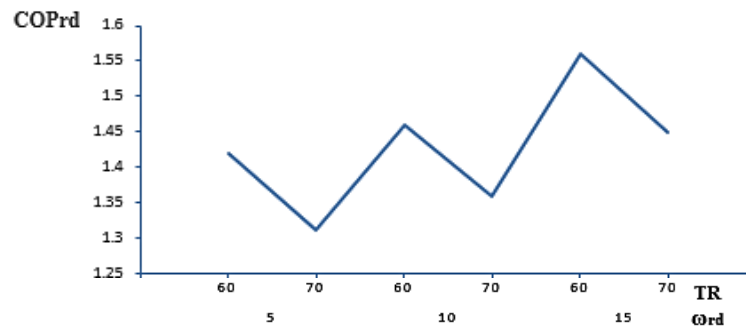


Gráfico 4-3. Variación del coeficiente de performance de la rueda desecante en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.

Fuente: Autor

Según las representaciones del comportamiento del DCOP se observa que los mejores valores se obtienen para la temperatura de regeneración de 60°C. Además la velocidad de la rueda desecante es un parámetro influyente ya que si aumenta su valor también aumenta el valor del DCOP.

De acuerdo al análisis se determina que los valores más altos del DCOP se obtienen para un valor de 20 RPM en la rueda entálpica, la velocidad de la rueda entálpica influye levemente en el coeficiente de performance de la rueda desecante.

3.5.3 Análisis de la efectividad de la rueda entálpica. La efectividad de la rueda entálpica se analiza en las figuras 14-3 y 15-3 para los distintos valores de temperatura de regeneración, velocidad de la rueda desecante y velocidad de la rueda entálpica.

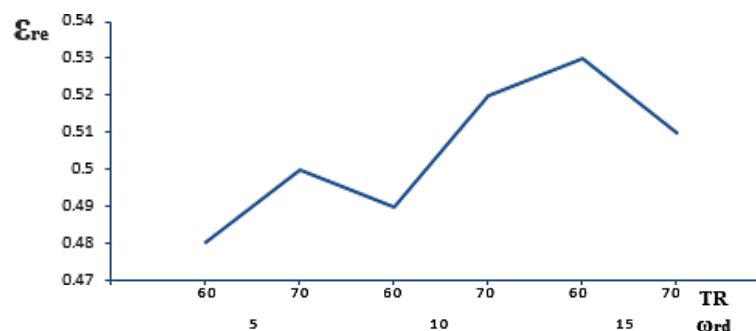


Gráfico 5-3. Variación de la efectividad de la rueda entálpica en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.

Fuente: Autor

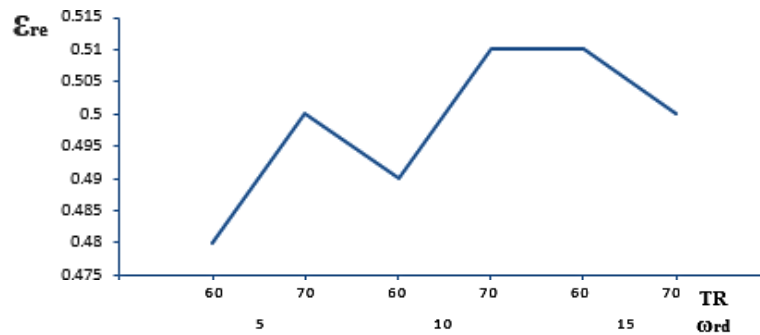


Gráfico 6-3. Variación de la efectividad de la rueda entálpica en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.

Fuente: Autor

La velocidad de la rueda entálpica ω_{re} es un parámetro que influye en su efectividad al analizar la variación de la efectividad de la rueda entálpica se determina que valores óptimos se obtienen cuando ésta gira a 20 RPM.

Por otra parte los valores más altos de ϵ_{rd} se obtienen para velocidades de la rueda desecante de 10 y 15 RPH, existiendo una pequeña variación. Además con 70°C en la temperatura de regeneración los valores de la efectividad de la rueda entálpica son más constantes.

3.5.4 Análisis de la temperatura del laboratorio. La temperatura que se obtiene en el laboratorio es un parámetro muy importante ya que la función principal del sistema de enfriamiento es proveer de una temperatura entre 19°C y 20°C.

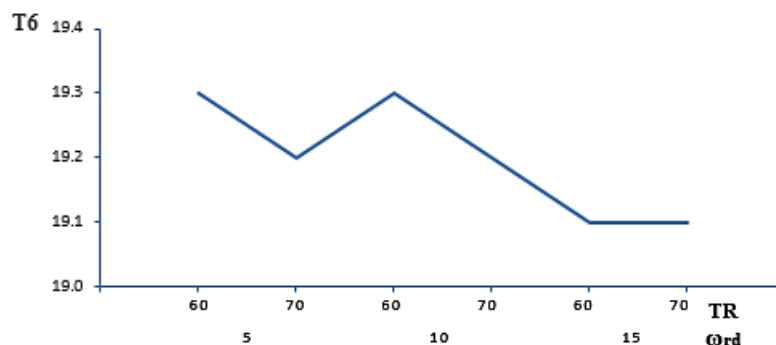


Gráfico 7-3. Variación de la temperatura del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.

Fuente: Autor

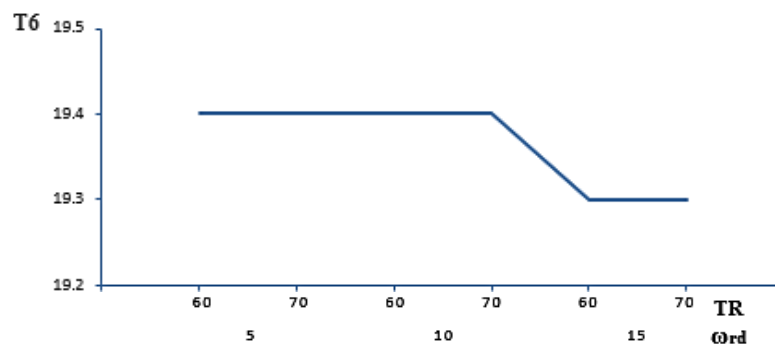


Gráfico 8-3. Variación de la temperatura del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.

Fuente: Autor

En la figura 16-3 y 17-3 se observa el comportamiento de la temperatura del laboratorio T6, en función a las otras variantes. Para $\omega_{rd} = 20 \text{ rpm}$ se obtienen los valores de temperatura menores, además con una temperatura de 70°C la temperatura del laboratorio presenta una variación de 0.1°C es decir T6 es casi constante.

3.5.5 Análisis de la humedad relativa del laboratorio. La humedad relativa del punto 6 (del laboratorio) es otro parámetro importante a analizar ya que el sistema de enfriamiento deber proveer de una humedad relativa entre 50% y 60% (Romero & Carbonell, 2017). En la figura 18-3 y 19-3 se muestra la variación en la humedad relativa del laboratorio ϕ_6 a medida que cambia las condiciones de funcionamiento del sistema.

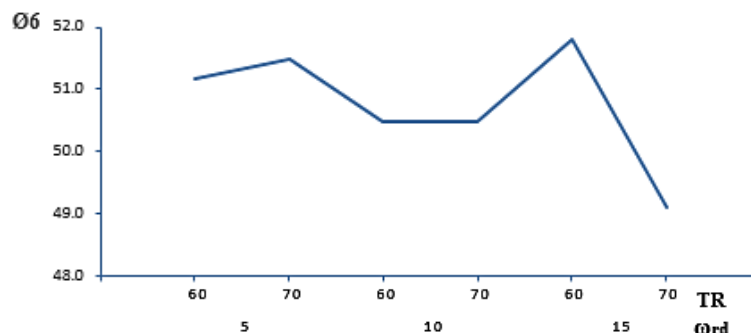


Gráfico 9-3. Variación de la humedad relativa del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.

Fuente: Autor

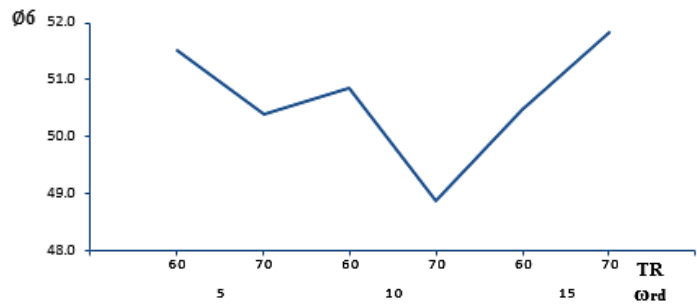


Gráfico 10-3. Variación de la humedad relativa del laboratorio en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.

Fuente: Autor

Se observa que los valores óptimos de la humedad relativa del laboratorio se presentan cuando la rueda desecante gira con un valor de velocidad de 15 RPH y la rueda entálpica gira a 20 RPM. En estas condiciones Ø6 permanece constante y dentro del rango deseado.

3.5.6 Análisis del coeficiente de performance del sistema.

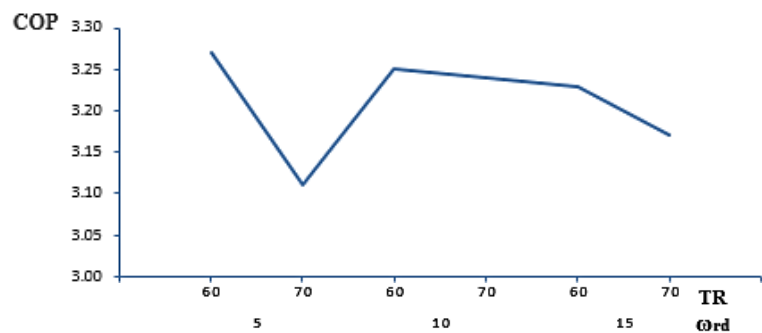


Gráfico 11-3. Variación del coeficiente de performance del sistema en función de TR y ω_{rd} , a 20 RPM.

Fuente: Autor

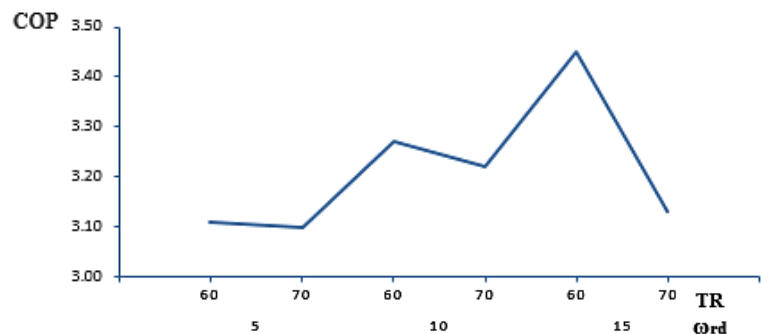


Gráfico 12-3. Variación del coeficiente de performance del sistema en función de TR y ω_{rd} , a 25 RPM.

Fuente: Autor

De acuerdo al análisis se determina que los valores más altos del coeficiente de performance del sistema COP se obtienen cuando la temperatura de regeneración es de 60°C sin embargo si se aumenta la velocidad de la rueda desecante el COP disminuye.

Por otro lado cuando la temperatura de regeneración es de 70 °C los valores del COP son intermedios con la característica de que si aumenta la velocidad de la rueda desecante el valor del COP permanece en un rango intermedio en comparación a las demás condiciones.

3.5.7 Selección de la condición óptima de funcionamiento. Según el análisis que se realiza de los parámetros del sistema se observa que los mejores resultados se obtienen para una velocidad de 15 RPH en la rueda desecante, 70°C en la temperatura de regeneración y 20 RPM de velocidad en la rueda entálpica.

Los parámetros más importantes para seleccionar esta condición es que la temperatura y humedad tengan la menor variación posible y estén dentro del rango deseado ya que ésta es la función del sistema de enfriamiento. En la figura 22-3 se puede observar la variación de la temperatura que ingresa al laboratorio del sistema experimental para la condición seleccionada.

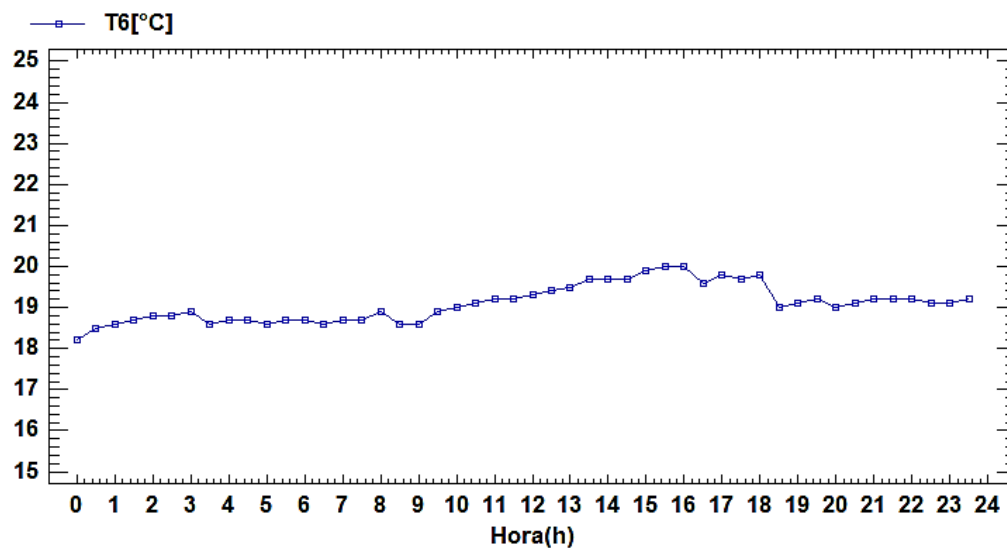


Gráfico 13-3. Variación de la temperatura de ingreso al laboratorio

Fuente: Autor

Otro parámetro importante dentro del análisis es el coeficiente de performance, según el análisis se observa que el COP disminuye a medida que aumenta la temperatura regeneración que es algo lógico ya que la energía de entrada para la regeneración también aumenta. Este efecto se compara con otro estudio mostrado por (Heidarinejad & Pasharshahi, 2010).

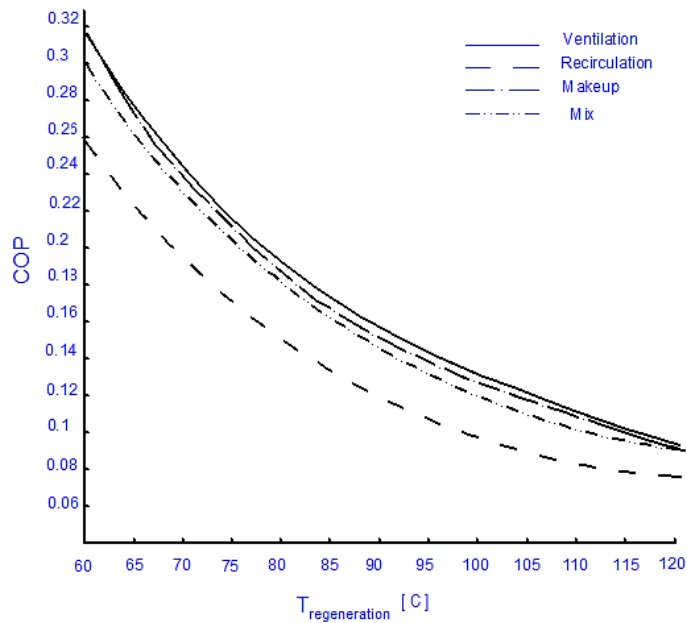


Figura 10-3. COP del sistema para diferentes valores de temperatura de regeneración

Fuente: (Heidarinejad & Pasharshahi, 2010)

El COP que se obtiene en el presente trabajo para la condición seleccionada es un valor intermedio en relación a las otras condiciones. Por lo tanto no tendría sentido aumentar la temperatura de regeneración a valores más altos de 70°C ya que el COP decrece esto se comprueba en el presente estudio y se comprueba con la referencia mencionada. Entonces la condición óptima para que funcione el sistema de enfriamiento real es de 15 RPH, 70°C en la temperatura de regeneración y 20 RPM.

3.5.8 Condición de operación actual y condición óptima. El SERDH se encuentra funcionando con un valor de 5 RPH en la rueda desecante, 60°C de temperatura de regeneración y 20 RPM en la rueda entálpica. En la tabla 19-3 se muestra los valores de los distintos parámetros para la condición actual y la condición óptima.

Tabla 19-3. Comparación de parámetros entre la condición actual y la condición óptima

Parámetros	Condición actual	Condición óptima
ϵ_{rd}	0.36	0.42
COP_{rd}	1.33	1.46
ϵ_{re}	0.48	0.51
COP	3.27	3.17
T6 (°C)	19.3	19.1
w6(g/Kg)	7.6	7.2

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Se observa que los parámetros son mejores tales como la efectividad de la deshumidificación, coeficiente de performance de la rueda desecante, efectividad de la rueda entálpica. El COP del sistema es menor pero la temperatura y humedad absoluta del laboratorio son menores estos son los parámetros más importantes.

3.6 Cálculo de la carga térmica

Para determinar el valor de la carga térmica del laboratorio se utiliza el método de Diferencia de Temperaturas Equivalente que es un procedimiento desarrollado por la ASHRAE. Se sigue los pasos y consideraciones sugeridos por (Carrier Air Conditioning, 2009) ya que este manual se basa en el método mencionado.

En la tabla 20-3 se muestra las condiciones y parámetros del laboratorio como ubicación, Medidas, entre otros.

Tabla 20-3. Condiciones y parámetros del laboratorio

Medidas	12x7x2.7m	
Ubicación	Latitud	1.3°
	Longitud	77.9
	Altitud	564 m
Condiciones ambientales	Variación diaria de temperatura	24.9 - 30.9°C
	Variación anual de temperatura	19 - 39°C
	Variación de la humedad absoluta	40 - 97%
Pared 1	Medidas	12x2.7x0.20m
	Orientación	Norte
	Material	Ladrillo
	Numero de ventanas	6
Pared 2	Medidas	12x2.7x0.20m
	Orientación	Sur
	Material	Ladrillo hueco
	Numero de puertas	2
Pared 3	Medidas	7x2.7x0.20m
	Orientación	Este
	Material	Ladrillo
	Numero de ventanas	2
Pared 4	Medidas	7x2.7x0.20m
	Orientación	Oeste
	Material	Ladrillo
	Numero de ventanas	2

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

3.6.1 Carga sensible

La carga sensible hace referencia a cualquier fenómeno capaz de modificar la temperatura del lugar o recinto. Se determina mediante la siguiente ecuación (Romero & Carbonell, 2017).

$$Q_{sensible} = Q_{transmisión} + Q_{radiación} + Q_{interna} + Q_{infiltración} \quad (15)$$

Donde:

$Q_{transmisión}$: Carga sensible debido a transmisión [KW].

$Q_{radiación}$: Carga sensibles debido a la radiación [KW].

$Q_{interna}$: Carga sensible debido a fuentes internas [KW].

$Q_{infiltración}$: Carga sensible debido a infiltraciones [KW].

3.6.1.1 Carga de transmisión. Este tipo de carga se produce debido a la transferencia de calor por conducción a través del techo, paredes, piso, ventanas y puertas. Se determina mediante la ecuación

$$Q_{transmisión} = A \cdot U \cdot \Delta t_e \quad (16)$$

Donde:

A: Área de transmisión [m²].

U: Coeficiente global de transferencia de calor [$\frac{KCal}{hm^2°C}$].

Δt_e : Diferencia de temperatura equivalente [°C].

La diferencia de temperatura se calcula con la siguiente ecuación (Carrier Air Conditioning, 2009)

$$\Delta t_e = a + \Delta t_{es} + b \frac{Rs}{Rm} (\Delta t_{em} - \Delta t_{es}) \quad (17)$$

Donde:

a: Factor de corrección [°C].

b: Coeficiente que considera el color de la pared [adimensional].

Δt_{es} : Diferencia de temperatura a la hora deseada para la pared a la sombra [°C].

Δt_{em} : Diferencia de temperatura a la hora deseada para la pared soleada [°C].

Rs: Máxima insolación correspondientes al mes y latitud supuestos [$\frac{KCal}{h.m^2}$].

Rm: Máxima insolación en el mes de Julio a 40° de latitud Norte [$\frac{KCal}{hm^2}$].

- *Procedimiento para la determinación de la diferencia de temperatura equivalente.* El cálculo de la carga térmica se hizo en el mes de junio a las 12 horas este es el primer parámetro que se

conoce como día de proyecto. Varios valores se deben corregir a las condiciones de diseño de referencia que es en el mes Julio, a una latitud de 40° Norte y una variación de temperatura diaria de 11°C (Carrier Air Conditioning, 2009).

Primero se corrige la temperatura exterior debido a la hora y al mes. La temperatura promedio de la ubicación del laboratorio es de 28.7°C tomado de la estación meteorológica. Según (Carrier Air Conditioning, 2009, p. 13) se resta 2.8°C debido a la hora y 0.5°C debido al mes. Por lo tanto la temperatura exterior toma un valor de 28.7°C

La temperatura necesaria para el laboratorio ECUAMZ es de 20°C entonces la diferencia de temperatura es de 8.7 °C. El valor del factor de corrección “a” de la ecuación 17 se determina mediante interpolación (Carrier Air Conditioning, 2009, p. 57). Ver ANEXO B

Tabla 21-3. Valores del factor de corrección “a”.

Δt	a
8	2.3
8.7	2.96
10	4.2

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Fuente: (Carrier Air Conditioning, 2009, p. 57)

Los demás valores para la ecuación 16 van a variar para cada caso, es decir para el techo, paredes y piso. El valor del coeficiente “b” toma un valor de 1 para todos los casos.

- *Carga total transmitida por el techo.* Primero se determina el valor de Δt_{es} y Δt_{em} de acuerdo a la orientación en este caso para el techo es horizontal. Y la parte exterior esta soleada y la parte interior no por lo tanto $\Delta t_{es} = 0$ y $\Delta t_{em} = 8.9$. Ver ANEXO C.

Los valores de R_s y R_m se determinan de acuerdo a la orientación y la latitud. Se obtiene valores de $R_s=612$ y $R_m=631$, ver ANEXO D. Con estos valores se calcula la diferencia de temperatura equivalente mediante la ecuación 17.

$$\Delta t_e = 2.96 + 0 + 1 \times \frac{612}{631} (8.9 - 0) \rightarrow \Delta t_e = 11.6^\circ C$$

Con esta diferencia de temperatura equivalente se determina la carga total transmitida por el techo. El valor del coeficiente de transferencia de calor es $U=1.64$. Ver ANEXO E. El área del techo es igual a 84 m² estos valores se reemplazan en la ecuación 16.

$$Q_{techo} = (84m^2) \left(1.64 \frac{KCal}{h.m^2.^{\circ}C} \right) (11.6^{\circ}C) \rightarrow Q_{techo} = 1598.02 \frac{KCal}{h}$$

- Carga total transmitida a través de las paredes y el piso.

Se sigue el mismo procedimiento para determinar la carga total transmitida por las paredes tomando en cuenta el número de ventanas y puertas. Para el piso no hace falta encontrar Δt_e se calcula con la diferencia de temperatura de $8.7^{\circ}C$.

Tabla 22-3. Carga total transmitida a través de las paredes y el piso

	Pared 1	Pared 2	Pared 3	Pared 4	Piso	Unidades
Δt_{es}	0	0.451	0	0	-	$^{\circ}C$
Δt_{em}	2.2	0.451	9.4	3.85	-	$^{\circ}C$
Rs	222	-	398	398	-	$\frac{KCal}{h.m^2}$
Rm	65	-	444	444	-	$\frac{KCal}{h.m^2}$
Δt_e	10.47	3.41	11.38	6.41	8.7	$^{\circ}C$
Área	29.4	27.8	17.9	17.9	84	m^2
U	1.71	1.27	1.71	1.71	0.78	$\frac{KCal}{h.m^2.^{\circ}C}$
Carga	526.37	120.4	348.33	196.20	570.02	$\frac{KCal}{h}$

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

- Carga total transmitida a través de las ventanas y puertas.

Tabla 23-3. Carga transmitida a través de ventanas y puertas

	Ventanas Pared 1	Ventanas Pared 3	Ventanas Pared 4	Pared 2		Unidades
				Puerta 1	Puerta 2	
Cantidad	6	2	2	1	1	-
Δt_e	10.47	11.38	11.38	3.41	3.41	$^{\circ}C$
Área	3	1	1	2.3	2.3	m^2
U	5.5	5.5	5.5	3.4	5.5	$\frac{KCal}{h.m^2.^{\circ}C}$
Carga	172.75	62.59	62.59	26.67	43.14	$\frac{KCal}{h}$

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

- *Carga de transmisión total.* Para determinar la carga total de transmisión se suma las cargas transmitidas a través de paredes, techo, piso, ventanas y puertas. Se obtiene un valor de 3727.08 Kcal/h.

3.6.1.2 *Carga por radiación.* Se produce por la transferencia de calor por radiación a través de las ventanas, se determina mediante la ecuación (Romero, 2013, p. 80).

$$Q_{radiación} = A.I.f \quad (18)$$

Donde:

A: Área de transmisión [m²].

I: Insolación [$\frac{KCal}{h.m^2}$].

f: Factor debido a persianas, 0.65 para todos los casos (Carrier Air Conditioning, 2009) [adimensional].

El valor de la insolación se debe corregir debido a la elevación, si la ventana posee marco metálico y debido a la atmosfera. Los valores son los siguientes: 1.17 debido al marco metálico, 0.9 por la atmosfera y 1.007 debido a la altitud (Carrier Air Conditioning, 2009, p. 43).

La insolación varía según la orientación de las ventanas y se determina de acuerdo a las tablas de ganancia por insolación del manual de Carrier. Ver ANEXO B. En la tabla se muestra los valores de insolación y la respectiva carga por radiación para cada ventana.

Tabla 24-3. Carga por radiación a través de ventanas y puertas

	Ventanas Pared 1	Ventanas Pared 3	Ventanas Pared 4	Unidades
Cantidad	6	2	2	-
Insolación	222	398	398	$\frac{KCal}{h.m^2}$
I corregida	153	274	274	$\frac{KCal}{h.m^2}$
Área	3	1	1	m ²
F	0.65	0.65	0.65	$\frac{KCal}{h.m^2 \cdot ^\circ C}$
Carga	459	274	274	$\frac{KCal}{h}$

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

La carga por radiación total es de 1007 Kcal/h que se obtiene al sumar las cargas por radiación de cada ventana.

3.6.1.3 Carga interna. Se produce debido a la presencia de personas, iluminación y equipos eléctricos.

- *Carga interna debido a personas.* Se determina mediante la siguiente ecuación (Romero, 2013, p. 80)

$$Q_{i-personas} = N \cdot I_{csp} \quad (19)$$

Donde:

N: Número de persona [m²].

I: Factor de calor sensible depende de la actividad que realice $\left[\frac{KCal}{h}\right]$.

El número estimado de personas es de 12 las cuales realizan actividades de oficina por lo tanto $I_{csp} = 71$ Kcal/h ver ANEXO F. Con estos valores se obtiene un valor de carga de 852 Kcal/h

- *Carga debido a iluminación y equipos eléctricos.* Se determina mediante la ecuación (Carrier Air Conditioning, 2009)

$$Q_{i-iluminación} = 0.86N \cdot 1.25P \cdot Fu \quad (20)$$

Donde:

N: Número de iluminarias o equipos eléctricos [m²].

P: Potencia útil [Watt].

Fu: Factor de utilidad [adimensional].

El laboratorio cuenta con dos iluminarias de potencia igual a 68 Watt y un computador que posee una potencia de 116 Watt. El factor Fu es igual a 0,82 ver ANEXO G. Se reemplazan estos valores en la ecuación 20 y se obtiene un valor de carga de 222.13 Kcal/h.

La carga interna total es:

$$Q_{interna} = (852 + 222.13) \frac{KCal}{h} \rightarrow Q_{interna} = 1074.13 \frac{KCal}{h}$$

3.6.1.4 *Carga por infiltraciones.* Las infiltraciones se deben a la velocidad del viento y varían de acuerdo a la estanqueidad de las puertas y ventanas. Se calcula con la ecuación:

$$Q_{\text{infiltración}} = 860 \cdot V \cdot \rho \cdot C \cdot \Delta t \quad (21)$$

Donde:

V: Caudal del aire de infiltración $\left[\frac{m^3}{s}\right]$.

ρ : Densidad del aire $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

C: Calor específico del aire $\left[\frac{KJ}{Kg^{\circ}K}\right]$.

Δt : Diferencia de temperatura [$^{\circ}C$]

Primero se determina el caudal de aire de infiltración de acuerdo al tipo de ventana o puerta y a la velocidad del viento. En el manual de Carrier se observa los valores para algunos tipos de ventanas (Ver ANEXO H) para una velocidad de viento de 12 km/h para velocidades distintas se debe multiplicar por el cociente de las dos velocidades.

Se muestra el procedimiento para determinar el caudal de infiltración a través de una ventana por unidad de área. El valor para una ventana tipo guillotina es de $14.6 \frac{m^3}{h.m^2}$ (Ver ANEXO H) se multiplica por el área de la ventana que es de $0.5 m^2$. La velocidad del viento en la ubicación del laboratorio es de 14.4 Km/h.

$$V = \left(14.6 \frac{m^3}{h.m^2}\right) (0.5m^2) \left(\frac{14.4}{12}\right) \rightarrow V = 8.76 \frac{m^3}{h}$$

Tabla 25-3. Carga sensible por infiltración a través de ventanas y puertas

	Ventanas Pared 1	Pared 2		Unidades
		Puerta 1	Puerta 2	
Cantidad	10	1	1	-
V	0.00243	0.0138	0.0279	$\frac{m^3}{s}$
Área	0.5	2.3	2.3	m^2
Δt	8.7	3.4	5.5	$^{\circ}C$
Carga	206.4	120.4	240.8	$\frac{KCal}{h}$

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

3.6.1.5 Carga sensible total. Los valores calculados de las cargas en toda la sección 3.6.1 se reemplazan en la ecuación 15 para determinar la carga sensible total.

$$Q_{sensible} = (3727.08 + 1007 + 1074.13 + 567.6) \frac{KCal}{h} \rightarrow Q_{sensible} = 6375.81 \frac{KCal}{h}$$

3.6.2 Carga latente

Es la carga térmica que se produce por cualquier fenómeno capaz de producir un cambio en la humedad del local puede ser debido a infiltraciones respiración de personas, evaporación de superficies húmedas y más. Se determina mediante la siguiente ecuación (Romero, 2013, p. 84)

$$Q_{latente} = Q_{difusión} + Q_{interna} + Q_{infiltración} \quad (22)$$

Donde:

$Q_{transmisión}$: Carga latente por difusión de vapor [Kcal/h].

$Q_{interna}$: Carga latente debido a fuentes internas [Kcal/h].

$Q_{infiltración}$: Carga latente debido a infiltraciones [Kcal/h].

3.6.2.1 Carga por difusión de vapor. Esta carga se produce debido a la diferencia entre la presión de vapor externa del laboratorio con la presión de vapor interna. Se calcula mediante la ecuación:

$$Q_{difusión} = A \cdot C \cdot \Delta w \quad (23)$$

Donde:

A: Área [m²].

C: Factor de ganancia latente por difusión $\left[\frac{KCal}{h \cdot \frac{g}{Kg}} \right]$.

Δw : Variación de la humedad absoluta $\left[\frac{g}{Kg} \right]$.

Los valores del factor de ganancia latente por difusión dependen del material de las paredes y techo (Ver ANEXO I). En la tabla 26-3 se muestra el calcula de la carga por difusión.

Tabla 26-3. Carga por difusión de vapor

	Pared 1	Pared 2	Pared 3	Pared 4	Piso	Techo	Unidades
Área	29.4	27.8	17.9	17.9	84	84	m ²
C	11x10 ⁻³	11x10 ⁻³	11x10 ⁻³	11x10 ⁻³	44.5x10 ⁻³	9.45x10 ⁻³	$\frac{KCal}{h} \cdot \frac{g}{Kg}$
Δw	13.6	13.6	13.6	13.6	13.6	13.6	$\frac{g}{Kg}$
Carga	4.40	4.16	2.68	2.68	50.83	10.80	$\frac{KCal}{h}$

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

La carga total por difusión es $Q_{difusión} = 75.55 \text{ KCal/h}$

3.6.2.2 *Carga interna.* La carga latente interna se produce por la presencia de persona debido a la respiración. Se determina con la siguiente ecuación (Romero, 2013, p. 85)

$$Q_{interna} = N \cdot I_{clp} \quad (24)$$

Donde:

N: Número de personas [m²].

I_{clp} : Factor de calor latente, depende de la actividad que realice $\left[\frac{KCal}{h}\right]$.

La carga latente interna es: $Q_{interna} = (12) \left(42 \frac{KCal}{h}\right) \rightarrow Q_{interna} = 504 \frac{KCal}{h}$

3.6.2.3 *Carga por infiltraciones.* Se determina con la siguiente expresión (Carrier Air Conditioning, 2009).

$$Q_{infiltración} = 860V \cdot \rho \cdot Cp \cdot \Delta w \quad (25)$$

Donde:

V: Caudal del aire de infiltración $\left[\frac{m^3}{s}\right]$.

ρ : Densidad del aire $\left[\frac{Kg}{m^3}\right]$.

Cp : Calor específico del agua $\left[\frac{KJ}{Kg^{\circ}K}\right]$.

Δw : Diferencia de humedad absoluta $\left[\frac{Kg}{Kg}\right]$.

Tabla 27-3. Carga latente por infiltración a través de ventanas y puertas.

	Ventanas Pared 1	Pared 2		Unidades
		Puerta 1	Puerta 2	
Cantidad	10	1	1	-
V	0.00243	0.0138	0.0279	$\frac{m^3}{s}$
Área	0.5	2.3	2.3	m ²
Δw	0.0136	0.0136	0.0136	°C
Carga	722.24	391.21	839.61	$\frac{KCal}{h}$

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

3.6.2.4 *Carga latente total.* Se reemplazan los valores de las cargas latentes individuales en la ecuación 22

$$Q_{latente} = (75.55 + 504 + 1953.06) \frac{KCal}{h} \rightarrow Q_{sensible} = 2532.61 \frac{KCal}{h}$$

La carga térmica total se obtiene al sumar la carga sensible y la carga latente.

$$Q_{térmica} = (6375.81 + 2532.61) \frac{KCal}{h} \rightarrow Q_{térmica} = 8908.42 \frac{KCal}{h}$$

CAPÍTULO IV

4. SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON RUEDA DESECANTE HIBRIDO EN TRNSYS 17.

4.1 Ubicación de Componentes en TRNSYS 17

El software TRNSYS cuenta con varios módulos o aplicaciones para realizar la simulación se abre el módulo “Simulation Studio” y se crea un nuevo proyecto en “Empty TRNSYS Project”.

4.1.1 Componentes. Los componentes del sistema de enfriamiento con rueda desecante híbrido objeto de estudio se mencionaron en el CAPITULO III. Además existen componentes adicionales que se deben agregar en la simulación como el lector de datos climáticos y el plotter. En tabla 1-4 se observa los componentes a utilizarse en la simulación con su respectivo nombre en TRNSYS.

Tabla 1-4. Componentes para la simulación del sistema de enfriamiento con rueda desecante.

Componente	Nombre
Lector de datos climáticos	Type 15
Rueda desecante	Type 1716b
Ventilador	Type 112 ^a
Rueda entálpica	Type 667d
Unidad de enfriamiento	Type 651
Laboratorio	Type 693
Calentamiento auxiliar	Type 6
Plotter	Type 65d

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

4.1.2 Descripción y ubicación de los componentes. Todos los componentes en TRNSYS se encuentran en la librería se seleccionan y pueden ser arrastrados hasta la pantalla del Simulation Studio para su utilización. En la figura 1-4 se muestra los componentes y su representación gráfica en TRNSYS.

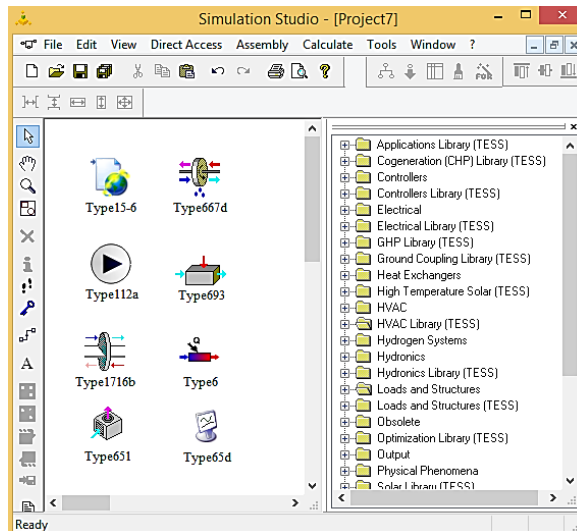


Figura 1-4. Componentes para la simulación en TRNSYS

Fuente: Autor

4.1.2.1 Lector de datos climáticos. Este componente es muy importante en la simulación ya que su función es leer los datos meteorológicos en intervalos de tiempo interpolando dichos datos en intervalos inferiores a una hora para ser utilizados por otros componentes en TRNSYS.

Ubicación: Weather Data Reading and Processing → Standard Format → Meteonorm Files (TM2) → Type 15-6.

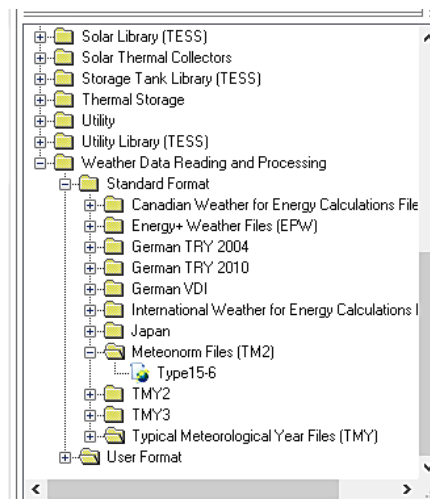


Figura 2-4. Ubicación del lector de datos climáticos

Fuente: Autor

4.1.2.2 Rueda desecante. El Type 1716b simula el comportamiento de la rueda desecante permitiendo asignar el valor de la temperatura de regeneración.

Ubicación: HVAC Library (TESS) → Dehumidifier → Rotary Desiccant Dehumidifier → F1 and F2 as Parameters → Known Regeneration Temperature → Type 1716b.

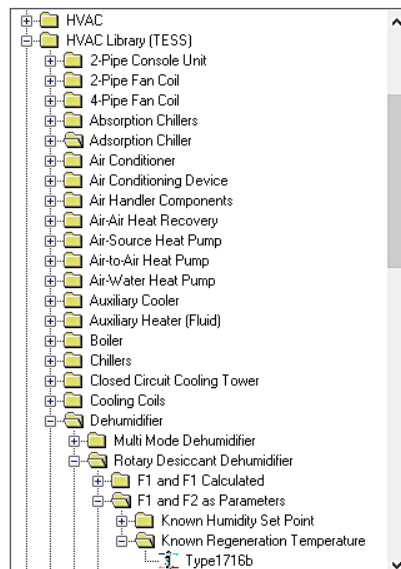


Figura 3-4. Ubicación de la rueda desecante
Fuente: Autor

4.1.2.3 Ventilador. El Type 112a modela un ventilador que va a girar con una velocidad determinada en consecuencia se mantiene un flujo másico constante. En TRNSYS la bombas y ventiladores toman la velocidad de flujo másico como una entrada pero no lo toma en cuenta excepto para realizar controles de balance de masa.

Ubicación: Hydronics → Fans → Single Speed → Humidity Ratio Inputs → Type 112a.

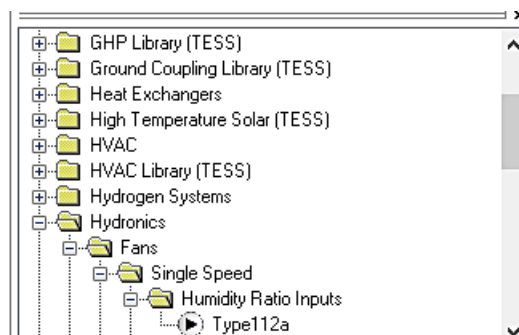


Figura 4-4. Ubicación del ventilador
Fuente: Autor

4.1.2.4 Rueda entálpica. El intercambiador de calor rotativo conocido como rueda entálpica se modela con el Type 667d. Este componente permite simular el comportamiento de un intercambiador de calor en el cual el fluido de proceso y el fluido de refrigeración es aire.

Ubicación: HVAC Library (TESS) → Heat exchangers → Air-to-Air Heat Exchanger → Sensible and Latent Transfer → Enthalpy Wheel → Type 667d.

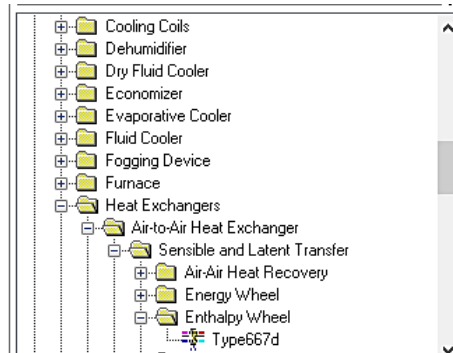


Figura 5-4. Ubicación de la rueda entálpica
Fuente: Autor

4.1.2.5 Unidad de enfriamiento. El Type 651 modela la unidad de enfriamiento o conocido también como aire acondicionado residencial. Se basa en los datos de un catálogo que aparecen como archivos de texto externos.

Ubicación: HVAC Library (TESS) → Air Conditioner → Single-Speed → Separate Data File Format → Type 651.

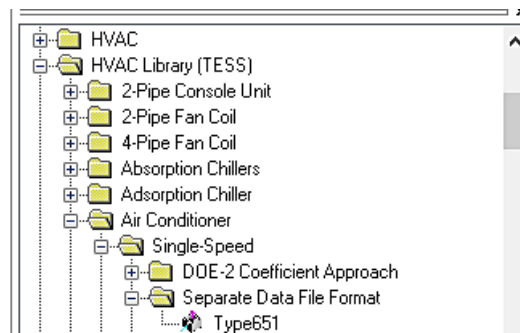


Figura 6-4. Ubicación de la unidad de enfriamiento
Fuente: Autor

4.1.2.6 Laboratorio. El recinto a climatizar en este caso el laboratorio se modela con el Type 693 este componente realiza una interacción entre las cargas de calefacción y refrigeración del local que deben ser determinadas.

Ubicación: Loads and Structures (TESS) → Flowstream Loads → Air → Type 693.

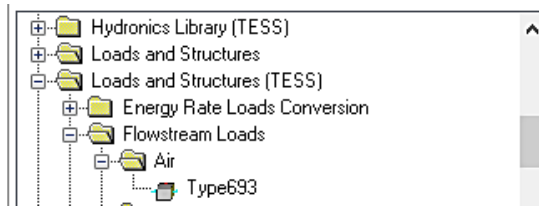


Figura 7-4. Ubicación del laboratorio

Fuente: Autor

4.1.2.7 Calentador Auxiliar. El calentador auxiliar cumple la función de elevar la temperatura de una corriente de flujo usando un control interno externo o se pueden combinar los dos. El Type 6 modela el calentador auxiliar que está diseñado para agregar calor al flujo a una velocidad asignada por el usuario (Q_{max}).

Ubicación: HVAC → Auxiliary Heaters → Type 6.

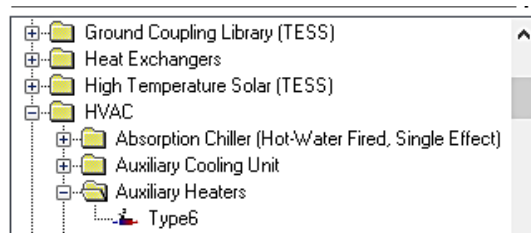


Figura 8-4. Ubicación del calentador auxiliar

Fuente: Autor

4.1.2.8 Plotter. Se utiliza para mostrar las variables seleccionadas del sistema mientras la simulación está en curso el plotter es un componente muy útil ya que permite observar el comportamiento del sistema de forma instantánea.

Ubicación: Output → Online Plotter → Online Plotter Without File → Type 65d.

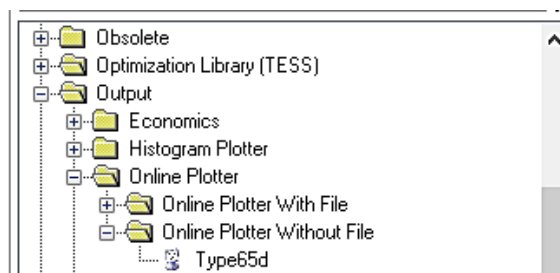


Figura 9-4. Ubicación del Plotter

Fuente: Autor

4.2 Parámetros de programación en TRNSYS

Los componentes en TRNSYS poseen documentación interna de modelos matemáticos para la simulación del comportamiento de determinado sistema. Esta documentación se encuentra en los archivos de Proforma.

4.2.1 Proforma. Es un método estándar que sirve para documentar los modelos de componentes en el Simulation Studio. Los modelos de componentes en TRNSYS se desglosa en el formato proforma, dicha información se almacena en el disco duro.

The screenshot shows the 'General' tab of the Proforma window for a 'Rotary Desiccant Dehumidifier - Known Regeneration Temperature'. The fields are filled with the following information:

- Object: Rotary Desiccant Dehumidifier - Known Regeneration Temperature
- Author: Robert Howe / David Bradley
- Organization: Solar Energy Laboratory - UW Madison / Thermal Energy System Specialists, LLC
- Editor: D. Bradley for Thermal Energy System Specialists, LLC
- Creation Date: November 2005
- Last Modification: July 2010

Under 'Model Type', the 'Simplified' radio button is selected. Under 'Validation', the 'Qualitative' checkbox is checked. A schematic icon of the dehumidifier is shown on the left. To the right, the 'Type Number' is 1716, and there is a 'KeyWords' field with 'Add' and 'Del' buttons. A 'Choose icon ...' button is at the bottom left.

Figura 10-4. Proforma de la rueda desecante en TRNSYS

Fuente: Autor

4.2.2 Ventana de programación. Todos los componentes en TRNSYS necesitan de la asignación de valores para simular el comportamiento real dependiendo del sistema y su utilización. De acuerdo al componente estos valores varían, pueden ser: el flujo de proceso, el calor específico del fluido, entre otros. Para acceder a la ventana de programación de cada componente se da doble click sobre el mismo. En la figura 11-4 se puede observar la ventana de programación de un componente en TRNSYS.

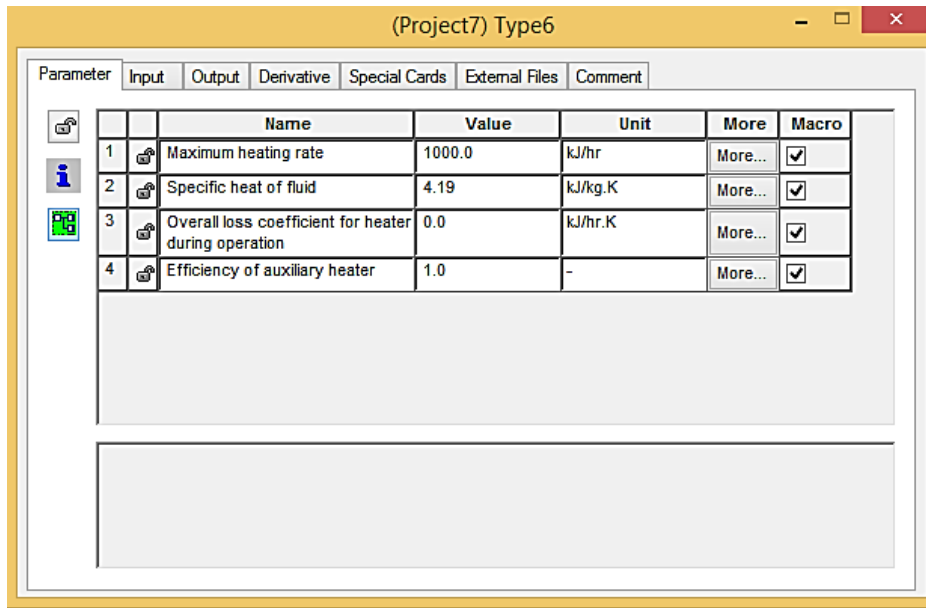


Figura 11-4. Ventana de programación del Type 6

Fuente: Autor

La ventana de programación cuenta con 7 pestañas de las cuales se va a analizar 3. Los parámetros (Parameter) las entradas (Input) y datos externos (External Files). La programación en TRNSYS se basa en la asignación de los valores de los parámetros mencionados para simular el comportamiento de determinado sistema.

El presente trabajo se enfoca en simular el sistema de enfriamiento con rueda desecante híbrido por lo tanto se va a dedicar al análisis de la programación de los componentes de este sistema. Cabe mencionar que la asignación de valores es distinto para cada sistema y componente que se desee simular en TRNSYS.

4.2.3 Programación del Type 15-6. Este Type modela el lector de datos climáticos, por lo tanto el factor más importante es el archivo de datos externos (External Files).

4.2.3.1 Archivos externos. El archivo externo contiene la información del clima como la temperatura de bulbo seco, humedad relativa, velocidad del viento, radiación y más. Se necesita los datos climáticos del lugar donde se encuentra el laboratorio pero no existe en TRNSYS este archivo se obtiene de una estación meteorológica o se puede crear con la ayuda de otro software (Ebrahimpour & Maerefat, 2010).

- Creación del archivo de datos climáticos mediante *Meteonorm*.

Para obtener el archivo de datos climáticos se utiliza el software *Meteonorm*. En el cual se selecciona el lugar deseado mediante su latitud y longitud. En la figura 12-4 se observa el lugar seleccionado que corresponde a la ubicación del laboratorio.

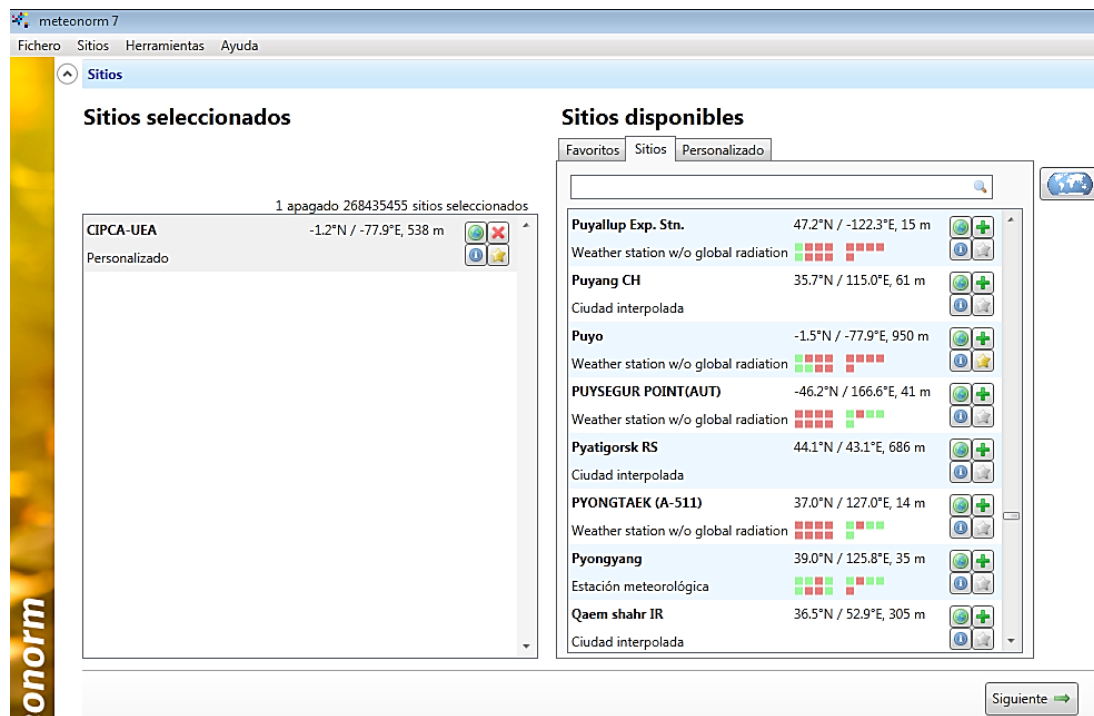


Figura 12-4. Ubicación del lugar en el software *Meteonorm*

Fuente: Autor

El software *Meteonorm* cuenta con los datos climáticos de varios años además realiza una interpolación entre las estaciones meteorológicas más cercanas para obtener datos futuros que poseen obviamente un rango de error pero que son aceptables (Ebrahimpour & Maerefat, 2010).

El formato en el cual se guarda el archivo debe ser .tm2 que es el formato que lee el Type correspondiente del TRNSYS en la figura 13-4 se observa la asignación del archivo para TRNSYS.

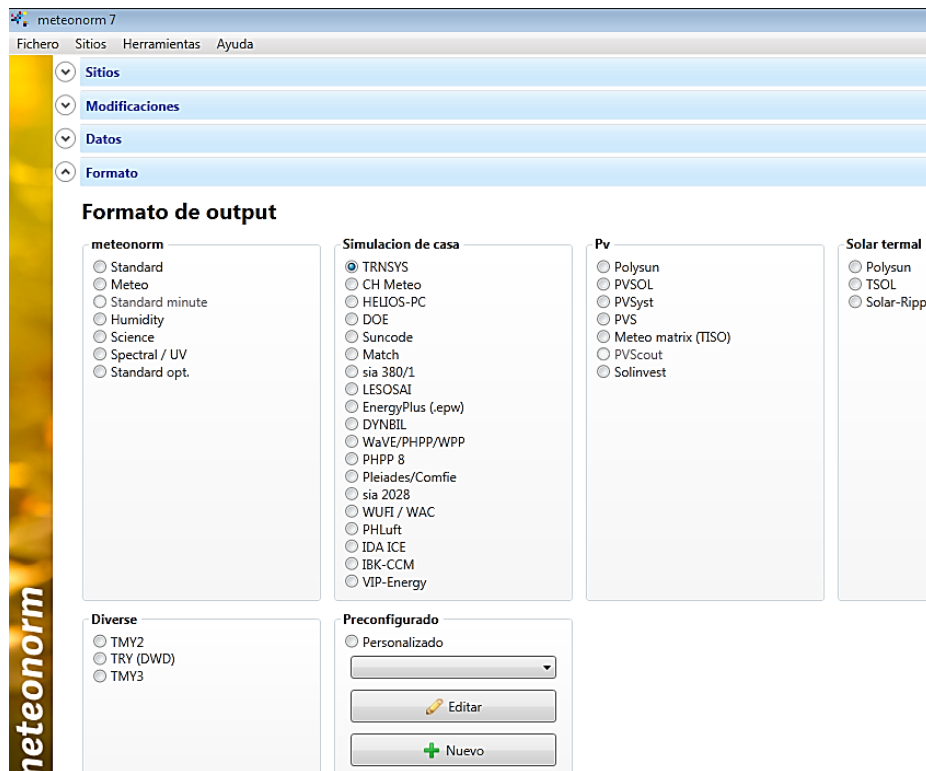


Figura 13-4. Asignación del formato de salida del archivo de datos climáticos

Fuente: Autor

Una vez que se obtiene el archivo de datos climáticos en el formato específico se guarda en una ubicación del computador accesible para ser asignado al Type 15-6. En la figura 14-4 se observa la asignación del archivo de datos climáticos.

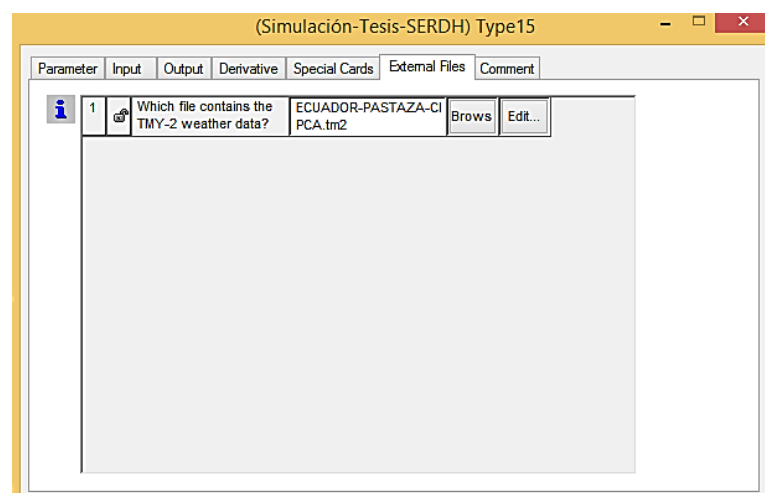


Figura 14-4. Archivo externo del Type 15-6

Fuente: Autor

4.2.4 Programación de Type 1716b. La rueda desecante es el componente que más se debe analizar en este tipo de sistema ya que la correcta programación asegura una simulación óptima.

El modelo de la rueda desecante en TRNSYS se basa en el método de efectividad para predecir las tasas de transferencia de masa y calor (Ruivo, et al., 2015, p. 463).

Se requieren dos parámetros de efectividad independientes ε_{F1} y ε_{F2} cuando se usa este método para predecir las tasas de transferencia de masa y calor que se basan en los potenciales característicos F1 y F2.

4.2.4.1 Determinación de los parámetros de efectividad. Los valores de los coeficientes de efectividad para ruedas desecantes de sílica-gel se determinan mediante las siguientes ecuaciones. (Ruivo, et al., 2015) (Jani & Mishra, 2015).

$$\varepsilon_{F1} = \frac{F1_{Po} - F1_{Pi}}{F1_{Ri} - F1_{Pi}} \quad (26)$$

$$\varepsilon_{F2} = \frac{F2_{Po} - F2_{Pi}}{F2_{Ri} - F2_{Pi}} \quad (27)$$

$$F1 = \frac{-2865}{T^{1.490}} + 4.344w^{0.8644} \quad (28)$$

$$F2 = \frac{T^{1.490}}{6360} - 1.127w^{0.07969} \quad (29)$$

Donde:

F1: Potencial característico 1 [adimensional].

F2: Potencial característico 2 [adimensional].

T: Temperatura [°C].

w: Humedad absoluta [Kg/Kg].

Los parámetros de efectividad ε_{F1} y ε_{F2} se utilizan para casos ideales es decir cuando la humedad absoluta del estado de ingreso a la rueda desecante sea igual a la humedad absoluta del estado de ingreso de regeneración. En el sistema que se analiza en el presente trabajo esto no sucede por lo tanto se utiliza otro par de coeficientes η_h y η_ϕ dados por (Ruivo, et al., 2015, p. 461). Este par de coeficientes se usó cuando se probaron procedimientos de interpolación factibles para tener en cuenta la influencia de los estados de entrada y las velocidades del flujo de aire así como de la

velocidad de rotación. Los de flujos de aire y la velocidad de rotación de la rueda influyen en los parámetros de efectividad porque cuando cambian los estados de salida de ambos flujos de aire también cambian.

Los parámetros de efectividad η_h y η_ϕ se obtienen mediante interpolación para las condiciones del sistema de enfriamiento. En la tabla 2-4 se muestran los valores de η_h y η_ϕ

Tabla 2-4. Parámetros de efectividad para ruedas desecantes

Case	Approach A1					
	$\eta_{h,L}$	$\eta_{\psi,L}$	$\eta_{h,M}$	$\eta_{\psi,M}$	$\eta_{h,H}$	$\eta_{\psi,H}$
R1,P1	0.35	0.99	0.19	0.99	0.13	0.99
R1,P2	0.38	0.99	0.21	0.95	0.16	0.91
R1,P3	0.18	0.89	0.02	0.87	-0.01	0.84
R1,P4	0.82	0.97	0.65	0.96	0.57	0.95
R1,P5	0.35	1.00	0.19	0.99	0.14	0.98
R1,P6	0.10	0.91	-0.31	0.89	-0.34	0.85
R1,P7	0.08	0.94	-0.16	0.92	-0.18	0.90
R1,P8	0.37	0.99	0.22	0.99	0.17	0.98
R1,P9	0.55	0.95	0.39	0.93	0.32	0.91
R1,P10	0.40	0.98	0.25	0.97	0.19	0.96
R2,P1	0.33	0.99	0.18	0.99	0.13	0.99
R2,P2	0.32	1.00	0.19	1.00	0.14	0.97
R2,P3	0.53	0.98	0.41	0.97	0.35	0.94
R2,P4	0.36	1.00	0.25	0.99	0.20	0.99
R2,P5	0.32	0.99	0.18	1.00	0.13	0.99
R2,P6	0.37	1.00	0.25	0.98	0.20	0.95
R2,P7	0.41	0.99	0.30	0.98	0.25	0.97
R2,P8	0.33	1.00	0.20	1.00	0.15	1.00
R2,P9	0.35	1.00	0.22	0.99	0.18	0.98
R2,P10	0.33	1.00	0.21	1.00	0.16	0.99

Fuente: (Ruivo, et al., 2015)

Los valores para los parámetros de efectividad que se obtienen mediante interpolación doble son: $\eta_h = 0.994$ y $\eta_\phi = 0.338$. Estos valores se ingresan en TRNSYS.

4.2.4.2 Entradas. Los valores que se deben ingresar para el aire de proceso son: temperatura, humedad absoluta, humedad relativa y flujo de aire. Mientras que para la regeneración se ingresa los valores de la temperatura de regeneración y flujo de aire. Los valores para la simulación se muestran en la figura 15-4.

The screenshot shows a software window titled "(Simulación-Tesis-SERDH) Type1716b". It has a tabbed interface with "Parameter" selected. The "Input" tab contains a table of parameters. The table has columns for Name, Value, Unit, More, and Macro. The parameters listed are:

	Name	Value	Unit	More	Macro
1	Process Air Inlet Temperature	28.1	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Process Air Inlet Humidity Ratio	0.0205	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Process Air % Relative Humidity	79.6	% (base 100)	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Process Air Flowrate	684	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
5	Process Air Inlet Pressure	94.9	kPa	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
6	Process Air Pressure Drop	0	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
7	Regeneration Air Inlet Temperature	70	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
8	Regeneration Air Humidity Ratio	0.0081	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 15-4. Valores de las entradas para el Type 1716b

Fuente: Autor

4.2.5 Programación del Type 651.

4.2.5.1 *Parámetros.* Para el Type 651 el valor que se debe modificar es el del calor específico del fluido y los demás se dejan por defecto.

4.2.5.2 *Entradas.* Se asignan los valores de las siguientes entradas: temperatura ambiente, temperatura interior, humedad absoluta, humedad relativa y flujo másico del evaporador, como se muestra en la figura 16-4.

The screenshot shows a software window titled "(Simulación-Tesis-SERDH) Type651". It has a tabbed interface with "Parameter" selected. The "Input" tab contains a table of parameters. The table has columns for Name, Value, Unit, More, and Macro. The parameters listed are:

	Name	Value	Unit	More	Macro
1	Ambient Temperature	28.1	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Indoor Temperature	16	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Indoor Humidity Ratio	0.0075	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Indoor % Relative Humidity	50	% (base 100)	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
5	Evaporator Flowrate	2508	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
6	Indoor Air Pressure	1.0	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
7	Air-Side Pressure Drop	0.0	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
8	Control Signal	1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 16-4. Valores de las entradas del Type 651

Fuente: Autor

4.2.5.3 Archivos externos. Al agregar este componente al Simulation Studio viene con dos archivos externos. Se modifica el primero de acuerdo a la capacidad de la unidad de enfriamiento que se desee simular por defecto contiene el archivo para capacidad de 1 tonelada de refrigeración. En este caso la unidad de enfriamiento tiene una capacidad de 3 toneladas de refrigeración.

- *Ubicación del archivo externo para la capacidad de enfriamiento.* Disco local C → TRNSYS 17 → Tess Models → SampleCatalogData → UnitaryAirConditioner → SeparatedFileFormat → rescool_3ton. La asignación del archivo se muestra en la figura

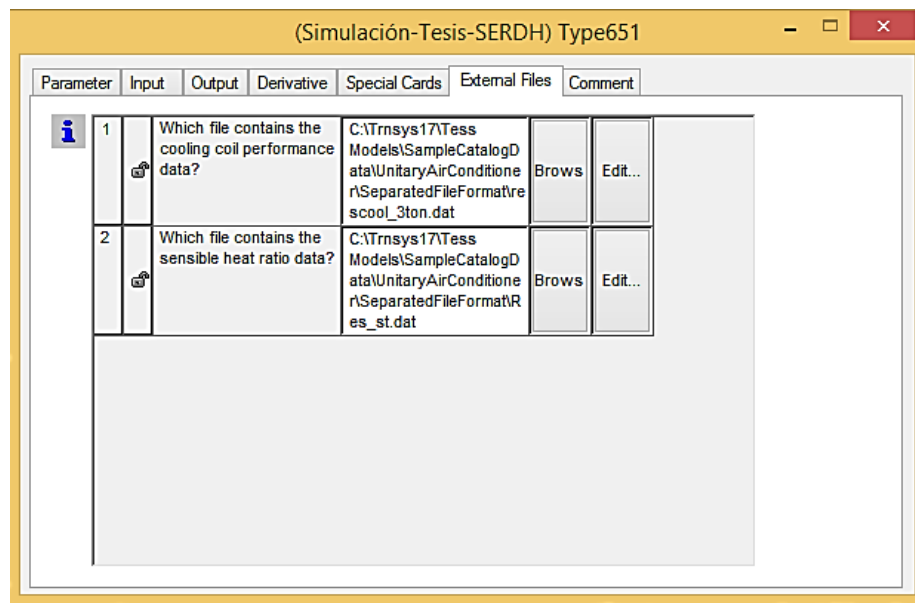


Figura 17-4. Archivos externos para el Type 651

Fuente: Autor

4.2.6 Programación del Type 667d. Este Type simula la rueda entálpica en la cual solo se modifica las entradas.

4.2.6.1 Entradas. Por defecto los valores de las entradas ya vienen asignados pero se modifican de acuerdo al requerimiento del sistema de enfriamiento. Los valores a modificarse para el aire de escape son: temperatura, humedad relativa y flujo de aire. Para el aire de refrigeración se modifica la temperatura y el flujo. Los valores asignados se pueden ver en la figura 18-4.

	Name	Value	Unit	More	Macro
1	Exhaust air temperature	30	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Not used	0.013	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Exhaust air %RH	14.8	% (base 100)	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Exhaust air flow rate	684	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
5	Exhaust air pressure	1	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
6	Exhaust air pressure drop	0	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
7	Fresh air temperature	19.5	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
8	Not used	0.0077	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 18-4. Valores de las entradas para el Type 667d

Fuente: Autor

El parámetro más importante dentro de las entradas es el valor de la efectividad sensible ya mediante este parámetro se otorga a la rueda entálpica las condiciones de operación necesarias para simular el comportamiento real. De acuerdo a la bibliografía revisada se puede asumir un valor entre 0.8 y 0.85 (Jani & Mishra, 2015).

4.2.7 Programación del Type 693. El Laboratorio a climatizar se simula con el Type 693 para lo cual se debe asignar valores a las entradas. El valor más importante a considerarse es el valor de la carga térmica del local.

4.2.7.1 Carga térmica. El valor de la carga térmica del laboratorio se determinó en el capítulo III cuyo valor es de 8908.42 Kcal/h lo que es equivalente a 10.36 KW. Además se obtiene la información existente en la UEA. La carga térmica se ha calculado mediante el software CARRIER los resultados se pueden observar en la figura 19-4.

Air System Sizing Summary for LABORATORIOS CIPCA-UEA			
Project Name: CIPCA-UEA-ECUADOR			11/15/16
Prepared by: PC			05:37
Air System Information			
System Name	LABORATORIOS CIPCA-UEA		Number of Zones
Equipment Class	SPLT AHU		1
System Type	SZCAV		Floor Area
			84.0 m²
Sizing Calculation Information			
Zone and Space Sizing Method:			
Zone L/s	Peak zone sensible load	Calculation Months	Jan to Dec
Space L/s	Coincident space loads	Sizing Data	Calculated
Central Cooling Coil Sizing Data			
Total coil load	10.2 kW	Load occurs at	Jul 1600
Sensible coil load	7.4 kW	OA DB / WB	30.0 / 22.0 °C
Coil L/s at Jul 1600	676 L/s	Entering DB / WB	25.3 / 19.4 °C
Max possible L/s	676 L/s	Leaving DB / WB	15.6 / 15.1 °C
Design supply temp.	12.8 °C	Coil ADP	14.5 °C
m²/kW	8.3	Bypass factor	0.100
W/m²	121.1	Resulting RH	59 %
Water flow @ 5.6 °K rise	- L/s	Zone T-stat Check	1 of 1 OK
Supply Fan Sizing Data			
Actual max L/s at Aug 1600	676 L/s	Fan motor BHP	0.00 BHP
Standard L/s	632 L/s	Fan motor kW	0.00 kW
Actual max L/s/m²	8.05 L/s/m²	Fan static	0 Pa
Outdoor Ventilation Air Data			
Design airflow L/s	42 L/s	L/s/person	7.08 L/s/person
L/s/m²	0.51 L/s/m²		

Figura 19-4. Carga térmica del laboratorio

Fuente: (Romero & Carbonell, 2017)

4.2.7.2 Entradas. Los valores que se ingresan para simular el comportamiento del laboratorio son las variables de ingreso como: la temperatura, humedad absoluta, humedad relativa, flujo de aire, carga latente y carga total. En la figura 20-4 se observa los valores respectivos.

(Simulación-Tesis-SERDH) Type693

Parameter Input Output Derivative Special Cards External Files Comment

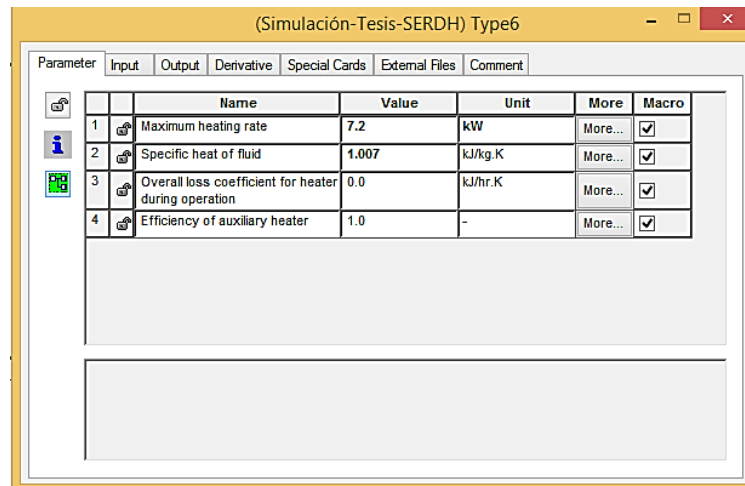
	Name	Value	Unit	More	Macro
1	Inlet Air Temperature	9.4	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Inlet Air Humidity Ratio	0.0063	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Inlet Air % Relative Humidity	81.1	% (base 100)	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Inlet Air Flowrate	2508	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
5	Inlet Air Pressure	1.	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
6	Air Pressure Drop	0	atm	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
7	Total Load	10.2	kW	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
8	Latent Load	2.8	kW	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 20-4. Valores de las entradas para el Type 693

Fuente: Autor

4.2.8 Programación del Type 6. El calentador auxiliar se simula con el Type 6 en el sistema experimental el precalentamiento del aire se hace con energía eléctrica mediante resistencias que tienen una potencia máxima de 7,2 KW.

4.2.8.1 Parámetros. Los valores que se deben asignar para este componente son: la potencia máxima y calor específico del fluido como se observa en la figura 21-4.

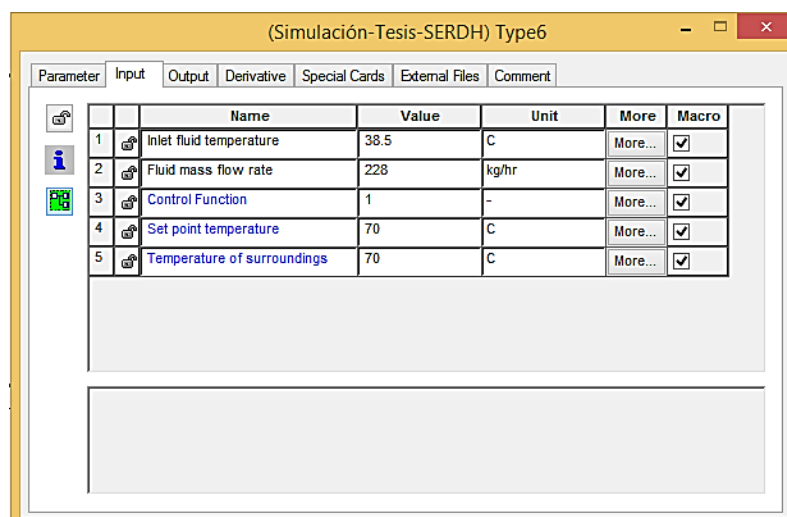


	Name	Value	Unit	More...	Macro
1	Maximum heating rate	7.2	kW	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Specific heat of fluid	1.007	kJ/kg.K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Overall loss coefficient for heater during operation	0.0	kJ/hr.K	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Efficiency of auxiliary heater	1.0	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 21-4. Parámetros del Type 6

Fuente Autor

4.2.8.2 Entradas. El valor principal que se modifica en las entradas es la temperatura de regeneración que para la simulación es de 70°C de acuerdo a la condición óptima que se muestra en el capítulo III.



	Name	Value	Unit	More...	Macro
1	Inlet fluid temperature	38.5	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
2	Fluid mass flow rate	228	kg/hr	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
3	Control Function	1	-	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
4	Set point temperature	70	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>
5	Temperature of surroundings	70	C	More...	<input checked="" type="checkbox"/>

Figura 22-4. Valores de las entradas para el Type 6

Fuente: Autor

4.3 Resultados de la simulación

Los componentes del sistema de enfriamiento con rueda desecante y sus respectivas conexiones en TRNSYS 17 se muestran en la figura 23-4.

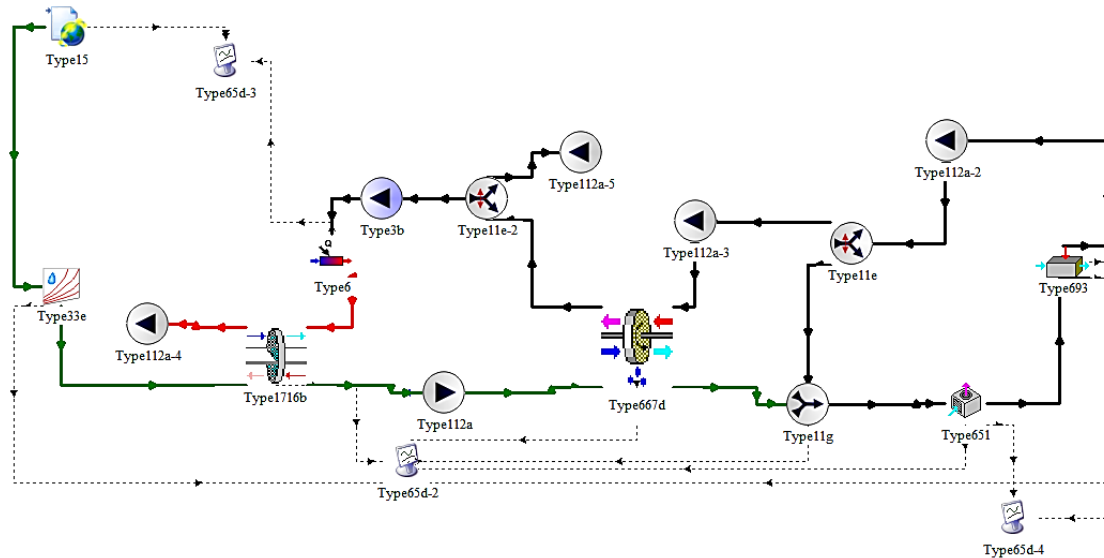


Figura 23-4. Sistema de enfriamiento con rueda desecante en TRNSYS 17

Fuente: Autor

4.3.1 Obtención de resultados de la simulación. Para obtener los resultados del comportamiento transitorio se debe ingresar la fecha de inicio de simulación. TRNSYS provee de los valores de acuerdo al mes o día del año como se observa en la figura 24-4.

Variable Detail

Name		Simulation start time																																													
Role	Input	Min	-Inf																																												
Dimension	Time	Max	+Inf																																												
Unit	hr	Range	[,]																																												
Default Unit	hr	Default	0																																												
Type	real	Value	3084																																												
Comment <table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: small;"> <thead> <tr> <th>Month</th> <th>Day</th> <th>hour</th> <th>hour</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>JAN</td><td>1</td><td>0</td><td>744</td></tr> <tr><td>FEB</td><td>32</td><td>744</td><td>1416</td></tr> <tr><td>MAR</td><td>60</td><td>1416</td><td>2160</td></tr> <tr><td>APR</td><td>91</td><td>2160</td><td>2880</td></tr> <tr><td>MAY</td><td>121</td><td>2880</td><td>3624</td></tr> <tr><td>JUN</td><td>152</td><td>3624</td><td>4344</td></tr> <tr><td>JUL</td><td>182</td><td>4344</td><td>5088</td></tr> <tr><td>AUG</td><td>213</td><td>5088</td><td>5832</td></tr> <tr><td>SEP</td><td>244</td><td>5832</td><td>6552</td></tr> <tr><td>OCT</td><td>274</td><td>6552</td><td>7296</td></tr> </tbody> </table>				Month	Day	hour	hour	JAN	1	0	744	FEB	32	744	1416	MAR	60	1416	2160	APR	91	2160	2880	MAY	121	2880	3624	JUN	152	3624	4344	JUL	182	4344	5088	AUG	213	5088	5832	SEP	244	5832	6552	OCT	274	6552	7296
Month	Day	hour	hour																																												
JAN	1	0	744																																												
FEB	32	744	1416																																												
MAR	60	1416	2160																																												
APR	91	2160	2880																																												
MAY	121	2880	3624																																												
JUN	152	3624	4344																																												
JUL	182	4344	5088																																												
AUG	213	5088	5832																																												
SEP	244	5832	6552																																												
OCT	274	6552	7296																																												
Close																																															

Figura 24-4. Valores de referencia para inicio y finalización de la simulación en TRNSYS

Fuente: Auto

La fecha que se ingresa es la correspondiente a la condición óptima que se analiza en el capítulo III la fecha corresponde al 25-05-2017 (Ver tabla 1-3). Por lo tanto se suma el valor de inicio del mes de mayo con las horas transcurridas hasta el 25 de mayo. Se obtiene un valor para el inicio de la simulación de 3480 horas. El valor de finalización es 3504 ya que se realiza la simulación durante las 24 horas. Para obtener la pantalla de simulación en TRNSYS se presiona el icono de simulación o se presiona la tecla F8.

4.3.2 Valores de temperatura a partir de la simulación. Una vez que se obtiene la pantalla de simulación se observa el Graph 2 correspondiente a las temperaturas.

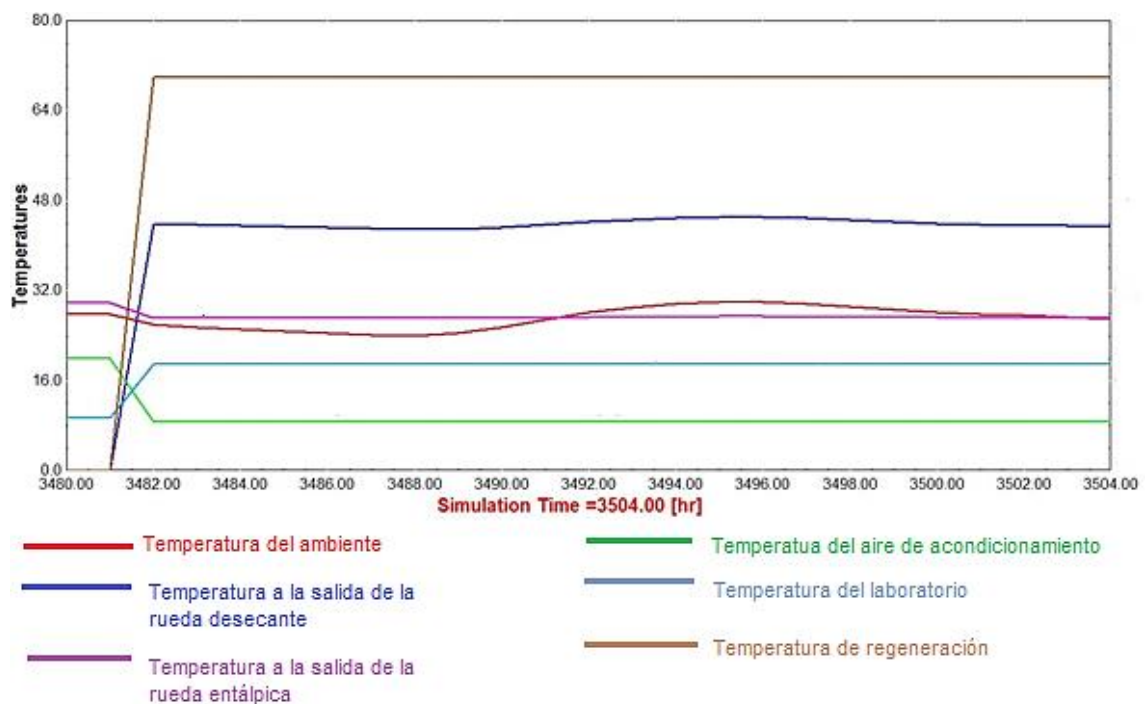


Figura 25-4. Resultados de Temperatura mediante simulación en TRNSYS

Fuente: Autor

En la figura 25-4 se observa como varía la temperatura en función del tiempo ya que la simulación es en estado transitorio además se aprecia que la temperatura que ingresa al laboratorio es constante y está dentro del rango deseado. Tiene un valor aproximado de 19.3°C.

4.3.3 Valores de humedad absoluta a partir de la simulación. Los valores de la humedad absoluta aparecen en el Graph 2, en el eje vertical derecho como se muestra en la figura 26-4.

Los resultados que se obtienen de la simulación, mostrados en la figura 26-4 son correspondientes a la humedad absoluta de los distintos puntos del sistema de enfriamiento. Se observa que así

como la temperatura del laboratorio la humedad absoluta también permanece constante, lo que no ocurre en el sistema real pero los valores son similares.

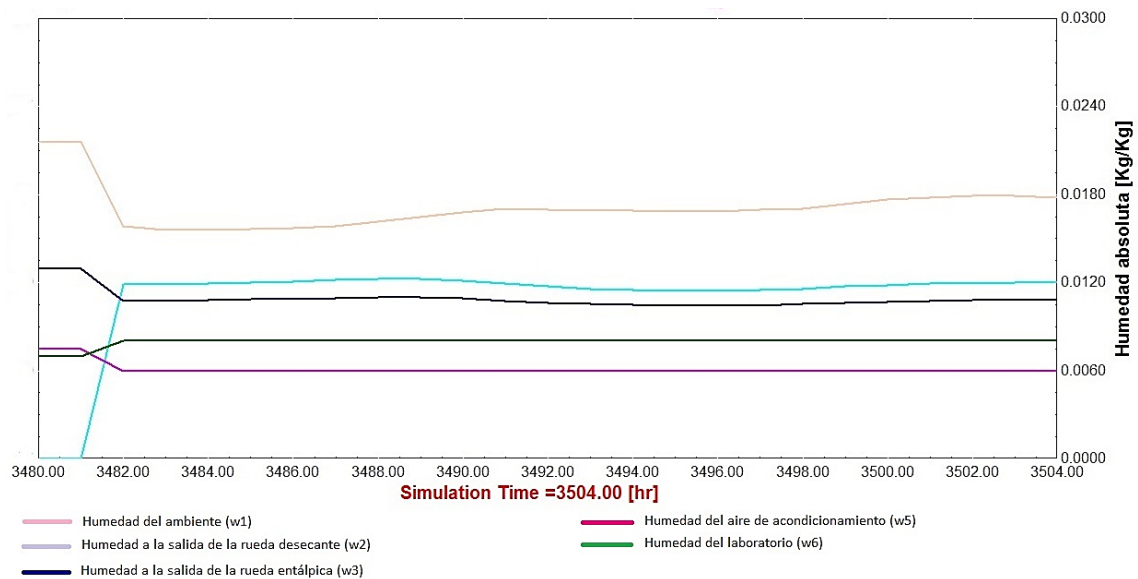


Figura 26-4. Resultados de humedad absoluta mediante la simulación en TRNSYS

Fuente: Autor

4.4 Comparación y validación de los resultados experimentales con los obtenidos mediante TRNSYS 17

Los datos de temperatura y humedad absoluta provenientes de la simulación se los puede registrar mediante el software TRNSYS. En la tabla 3-4 se muestra los datos experimentales de la condición óptima y los datos obtenidos en TRNSYS.

Tabla 3-4. Comparación de datos experimentales con datos obtenidos en TRNSYS 17

Puntos	Datos experimentales		TRNSYS	
	T (°C)	w (g/kg)	T (°C)	w (g/kg)
1	26.8	20.5	27.2	19
2	47.8	11.8	44.1	12
3	28.5	11.3	31.1	11.5
4	21.6	8.4	24	9
5	9.3	6.3	8.8	6
6	19.1	7.2	19.3	7.7
7	38.6	7.7	40.3	8.3
8	38.6	7.7	40.3	8.3
9	70	7.7	70	78
10	32.5	23.3	30	20

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

En la tabla 3-4 se observa los valores de los datos experimentales de la condición 11 y los valores obtenidos mediante la simulación en TRNSYS para la misma condición. Si se comparan los datos hay una pequeña diferencia pero son valores aceptables. Con lo cual queda comprobado que los datos experimentales son correctos ya que se comprueban con TRNSYS 17.

CAPÍTULO V

5. ANÁLISIS DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON LA INCORPORACIÓN DE COLECTORES SOLARES PARA EL PRECALENTAMIENTO DEL AIRE, MEDIANTE SIMULACIÓN.

5.1 Sistema de enfriamiento con colectores solares para el precalentamiento del aire en TRNSYS 17

Como se demostró en el capítulo IV los valores que se obtienen mediante TRNSYS son válidos en comparación a los datos experimentales por lo tanto se va utilizar esta herramienta para realizar la implementación de colectores solares en el sistema de enfriamiento, para el precalentamiento del aire de regeneración.

5.1.1 Parámetros solares en la superficie de un colector solar. El funcionamiento de un colector solar se basa en la radiación total que llega a su superficie. La radiación total o incidente está formada por: radiación difusa, directa y radiación reflejada. Se puede determinar con la ecuación:

$$G_t = G_b + G_d + G_g \quad (30)$$

Donde:

G_b : Radiación directa [W/m²].

G_d : Radiación difusa [W/m²].

G_g : Radiación reflejada [W/m²].

5.1.2 Obtención de los parámetros solares. Se puede obtener de una estación meteorológica, mediante cálculo o de un archivo de datos climáticos a partir de un software. En este caso se va a hacer uso de los datos climáticos obtenidos en el capítulo IV ya que se demostró que son datos confiables.

5.1.2.1 Colector solar en TRNSYS. Se modela con el Type 1c. Una vez ingresado el colector solar al sistema de enfriamiento se realiza la asignación de los parámetros solares tales como: la radiación total, difusa, reflejada y la temperatura ambiente.

	Type15	=	Type1c	
		All		
1	Dry bulb temperature	▼	= Ambient temperature	▼
2	Total tilted surface radiation for surface	▼	= Incident radiation	▼
3	Total horizontal radiation	▼	= Total horizontal radiation	▼
4	Total diffuse radiation on the horizontal	▼	= Horizontal diffuse radiation	▼
5	Ground reflectance	▼	= Ground reflectance	▼
6	Angle of incidence for surface	▼	= Incidence angle	▼

Figura 1-5. Asignación de los parámetros solares en TRNSYS

Fuente: Autor

En la figura 1-5 se observa los parámetros solares que se deben asignar para realizar la simulación del comportamiento del colector solar.

5.1.2.2 Determinación de la energía necesaria. En el capítulo IV se analizó el sistema real y su respectiva simulación, en los cuales el calentamiento del aire de regeneración se lo hace con energía eléctrica. Por lo tanto primero se determina la tasa de energía que suministra el calentador auxiliar. Se realiza un balance de energía entre el punto 8 y punto 9 como se observa en la figura 2-5.

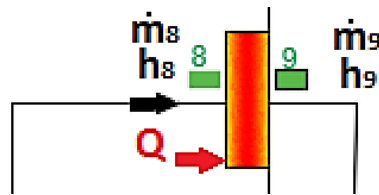


Figura 2-5. Balance energía para la determinación de la tasa energía

Fuente: Autor

$$H_8 + Q = H_9 \rightarrow \dot{m}_8 h_8 + Q = \dot{m}_9 h_9 \rightarrow Q = \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8$$

$$Q = \left(228 \frac{Kg}{h}\right) \left(90.6 \frac{KJ}{Kg}\right) - \left(228 \frac{Kg}{h}\right) \left(58.61 \frac{KJ}{Kg}\right)$$

$$Q = 7293.7 \frac{KJ}{h}$$

Se realiza la simulación del sistema con distintos valores de área para determinar el valor adecuado para que la temperatura de salida sea igual o menor a 70°C y la tasa de energía de 7293.7 KJ/h.

En la tabla 1-5 se muestra los valores de temperatura a la salida del colector y la tasa de energía útil.

Tabla 1-5. Determinación del área del colector solar

Área del colector solar (m ²)	Temperatura de salida del colector solar (°C)	Tasa de energía útil (KJ/h)	Tasa de energía útil (W)
4	68.77	6492.18	1803.38
4.5	71.73	7171.06	1991.96
5	74.57	7824.11	2173.36

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Con una área de 4.5 m² se llega a obtener un temperatura aproximada de 70 °C y una tasa de energía útil de 1991.96 W, por lo tanto el área necesaria para el colector solar es de 4.5 m². En la figura 5-5 se muestra los resultados de la simulación con éste valor de área.

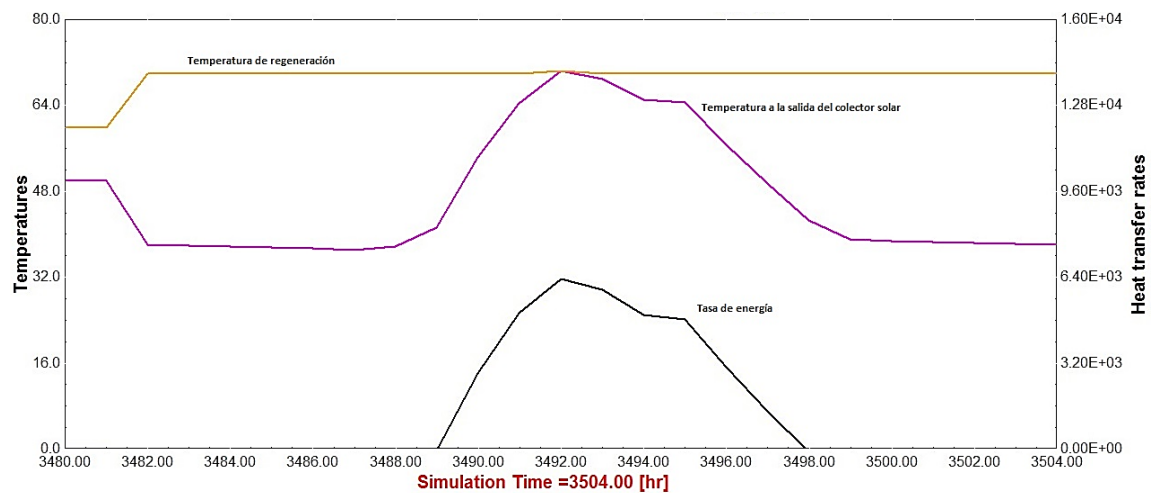


Figura 5-5. Temperatura a la salida del colector solar con área de 4.5 m²

Fuente: Autor

Se observa que temperatura a la salida del colector varía entre 41°C y 71.73 °C. La temperatura máxima es de 71.73 °C a las 11 horas por lo tanto en las horas en las que no se llegue a 70 °C que es la temperatura de regeneración, deberá funcionar el calentador auxiliar.

5.2.1 Cálculo teórico del colector solar.

El tipo de colector solar que se simula en TRNSYS es de placa plana. Se va a determinar los parámetros de evaluación de un colector mediante cálculo manual para validar los valores obtenidos mediante simulación. En la figura 6-5 se muestra la configuración del colector de placa plana.

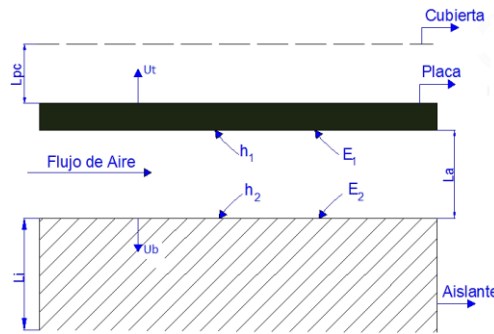


Figura 6-5. Colector solar de placa plana

Fuente: Autor.

Tabla 2-5. Valores de los parámetros para el cálculo del colector solar.

Símbolo	Valor	Unidad	Descripción
G	744	W/m ²	Radiación solar total
B	45	Grados	Angulo de inclinación del colector
L	4.5	M	Longitud del colector
A	1	M	Ancho del colector
L _{pc}	0.020	M	Espacio entre la placa y cubierta
L _a	0.010	M	Ancho del canal de aire
L _i	0.05	M	Espesor del aislamiento del fondo
L _e	0.025	M	Espesor del aislamiento de los bordes
ε_p	0.1	-	Emitancia de la parte superior de la placa
ε_1	0.95	-	Emitancia de la parte inferior de la placa
ε_2	0.95	-	Emitancia del aislante
$\tau\alpha_p$	0.82	-	Producto transmitancia-absortancia
k_i	0.045	W/ m K	Conductividad térmica del aislante
T _i	44	°C	Temperatura de ingreso al colector
T _a	27	°C	Temperatura ambiente
\dot{m}	0.063	Kg/s	Flujo másico de ingreso al colector
h_w	10	W/ m ² °C	Coefficiente de transferencia del viento

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

En la tabla 2-5 se muestra los parámetros necesarios para el cálculo teórico de las variables que se evalúan en un colector solar.

El procedimiento para el cálculo de los distintas variables necesarias tales como: coeficiente de pérdidas de calor, ganancia de energía útil, temperatura de salida del aire y eficiencia del colector, se lo hace mediante el proceso iterativo según (Duffie & Beckman, 2013).

Primero se asume un valor de temperatura media de la placa y se determinan todas las variables hasta determinar la temperatura media de la placa real, si entre el valor asumido y el valor calculado existe una variación considerable es necesario realizar otra iteración caso contrario los valores son correctos.

En este caso el valor de temperatura media de la placa asumido es de 70°C con este valor se realiza todo el procedimiento de cálculo en donde intervenga dicha temperatura. Las propiedades termo-físicas del aire como: viscosidad, calor específico y conductividad térmica se determinan con esta temperatura y se lo hace en el software EES.

5.2.1.1 *Coefficiente de pérdida de calor.* Está compuesto por el coeficiente de pérdida calor frontal (U_t), de fondo (U_b) y de borde (U_e) del colector. El coeficiente de pérdida de calor frontal es el más importante y se determina mediante la siguiente ecuación (Duffie & Beckman, 2013).

$$U_t = \left(\frac{1}{h_{c,p-c} + h_{r,p-c}} + \frac{1}{h_w + h_{r,c-a}} \right)^{-1} \quad (31)$$

Donde:

$h_{c,p-c}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección entra la placa y la cubierta [W/m²°C].

$h_{r,p-c}$: Coeficiente de transferencia de calor por radiación entra la placa y la cubierta [W/m²°C].

h_w : Coeficiente de transferencia de calor del viento [W/m²°C].

$h_{r,c-a}$: Coeficiente de transferencia de calor por convección entra la cubierta y el aire [W/m²°C].

Otra forma de determinar U_t es mediante la gráfica presentada por (Duffie & Beckman, 2013) en la cual se encuentra U_t para distintos valores de emitancia y coeficiente de transferencia de calor del viento como se observa en la figura 7-5.

En el eje horizontal se encuentra la temperatura de la placa, para encontrar el valor de U_t se interseca con las líneas dependiendo del número de cubiertas del colector y la temperatura ambiente, para cada tipo de cubierta existen 3 líneas que representan la temperatura ambiente.

Para este caso se ingresa con el valor de 70°C se interseca con la línea para una cubierta y una temperatura ambiente entre 10 y 40°C y se obtiene un valor de $U_t = 3.2 \frac{W}{m^2} ^\circ C$.

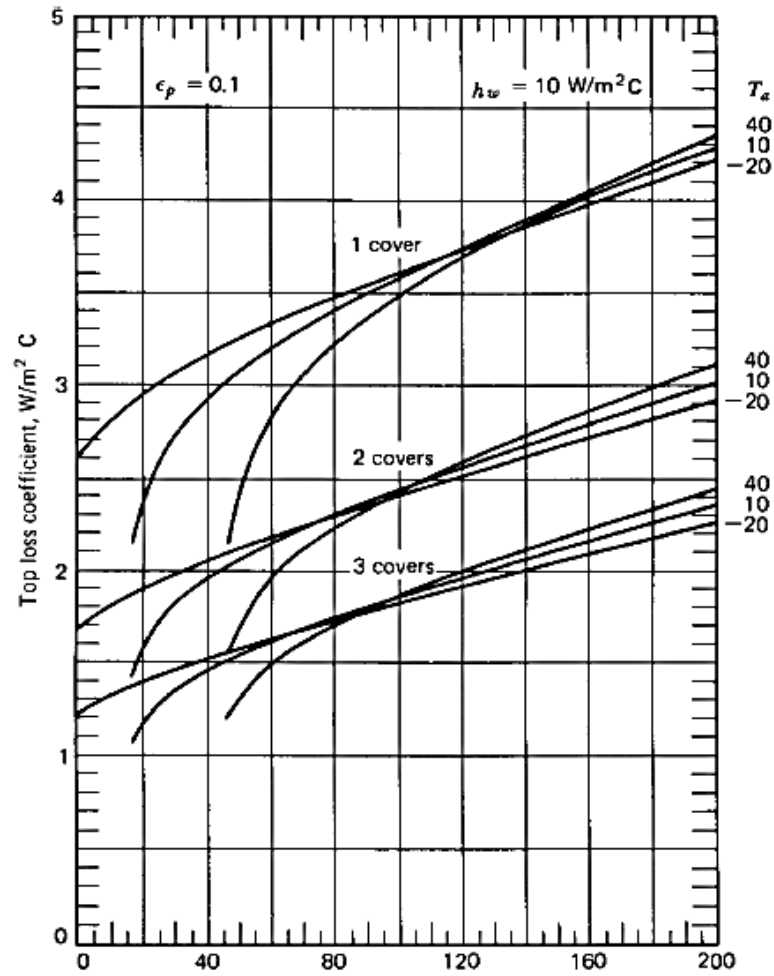


Figura 7-5. Coeficiente de pérdida de calor frontal

Fuente: (Duffie & Beckman, 2013, p. 249)

El coeficiente de pérdidas de calor de fondo se determina mediante la expresión (Cifuentes, et al., 2009, p. 35)

$$U_b = \frac{k}{L_i} \quad (32)$$

Donde:

k : Conductividad térmica del aislamiento [$W/m^{\circ}C$].

L_i : Espesor del aislamiento del fondo [m].

Para el colector solar se toma un espesor del aislamiento de 50 mm y una conductividad térmica de $0.045 W/m^{\circ}C$. Estos valores se reemplazan en la ecuación 32 y se obtiene un coeficiente de pérdidas de calor de fondo del colector $U_b = 0.9 W/m^2 C$.

El coeficiente de pérdidas de calor de borde se determina mediante la expresión (Cifuentes, et al., 2009, p. 35)

$$U_e = \frac{(k/L_e)P_c E_c}{A_c} \quad (33)$$

Donde:

k: Conductividad térmica del aislamiento [W/m°C].

L_e : Espesor del aislamiento del borde [m].

P_c : Perímetro del colector [m].

E_c : Altura del colector [m].

A_c : Área del colector [m].

$$U_e = \frac{(0.045/0.025)(11)(0.08)}{4.5} \rightarrow U_e = 0.35$$

El coeficiente total de pérdidas de calor (U_L) en el colector es la suma de los tres coeficientes de pérdidas el frontal, de fondo y de borde. Sumando se obtiene un valor de $U_L = 4.4 \text{ W/m}^2\text{°C}$.

5.2.1.2 *Factor de remoción de calor*. Es un parámetro que relaciona la ganancia de energía útil real de un colector con la ganancia útil como si toda la superficie del colector estuviera a la temperatura de entrada del fluido (Duffie & Beckman, 2013). Se determina mediante la ecuación.

$$F_R = F'' F' \quad (34)$$

Donde:

F'' : Factor de flujo [adimensional].

F' : Factor de eficiencia [adimensional].

- *Factor de eficiencia*. Está en función del coeficiente de transferencia de calor por radiación y convección, se calcula con la siguiente ecuación (Duffie & Beckman, 2013).

$$F' = \left[1 + \frac{U_L}{h + \left(\frac{1}{h} + \frac{1}{h_r} \right)^{-1}} \right]^{-1} \quad (35)$$

Donde:

U_L : Coeficiente de pérdidas de calor total [$W/m^2\text{°C}$].

h : Coeficiente de transferencia calor por convección [$W/m^2\text{°C}$].

h_r : Coeficiente de transferencia calor por radiación [$W/m^2\text{°C}$].

Se determina el número de Reynolds con la ecuación (Ávila, et al., 2010, p. 102)

$$Re = \frac{\dot{m}D_h}{A_f\mu} \quad (36)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico, en [Kg/s].

D_h : Diámetro hidráulico, en [m].

A_f : Área frontal del colector, en [m^2].

μ : Viscosidad dinámica del aire, en [$kg/m\ s$].

El diámetro hidráulico para placas planas se considera el doble del espaciado entre placas, en este caso el espacio entre la placa y el aislante (Duffie & Beckman, 2013, p. 283).

$$Re = \frac{(0.063)(0.020)}{(0.01 \times 1)(2.05 \times 10^{-5})} \rightarrow Re = 6146.3$$

El número de Nusselt se calcula con la siguiente expresión (Ávila, et al., 2010, p. 102)

$$Nu = 0.0158Re^{0.8} \quad (37)$$

Donde:

Re : Numero de Reynolds [adimensional].

$$Nu = 0.0158(6146.3)^{0.8} \rightarrow Nu = 16.96$$

A continuación se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire y las dos paredes del canal de aire, con la siguiente ecuación (Duffie & Beckman, 2013).

$$h = Nu \frac{k}{D_h} \quad (38)$$

Donde:

Nu: Numero de nusselt [Kg/s].

D_h : Diámetro hidráulico [m].

k: Conductividad térmica [W/m°C].

$$h = (16.96) \frac{0.029}{0.02} \rightarrow h = 24.6 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

También se determina el coeficiente de transferencia calor por radiación, con la ecuación (Koulibaly & Gonzáles, 2015, p. 284).

$$h_r = \frac{4\sigma \bar{T}^3}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (39)$$

Donde:

σ : Constante de Stefan Boltzman [W/m² K⁴].

\bar{T}^3 : Temperatura media [°K].

ε_1 : Emitancia de la cara posterior de la placa del colector [adimensional].

ε_2 : Emitancia de la cara superior del aislante [adimensional].

$$h_r = \frac{4(5.67 \times 10^{-8})(343)^3}{\frac{1}{0.95} + \frac{1}{0.95} - 1} \rightarrow h_r = 8.28 \frac{W}{m^2 \cdot C}$$

Estos valores de los coeficientes de transferencia calor se reemplazan en la ecuación 34.

$$F' = \left[1 + \frac{4.4}{24.6 + \left(\frac{1}{24.6} + \frac{1}{8.28} \right)^{-1}} \right]^{-1} \rightarrow F' = 0.87$$

- *Factor de flujo*. Se determina con la siguiente expresión (Ávila, et al., 2010, p. 98)

$$F'' = C_{ap} [1 - e^{\frac{-1}{C_{ap}}}] \quad (40)$$

Donde:

C_{ap} : Capacitancia del colector, en [adimensional].

La capacitancia del colector se calcula con la expresión (Ávila, et al., 2010, p. 98)

$$C_{ap} = \frac{\dot{m}C_p}{A_c U_L F'} \quad (41)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico [Kg/s].

C_p : Calor específico del aire [J/Kg°C].

A_c : Área del colector [m^2].

U_L : Coeficiente total de pérdidas de calor [W/ m^2 °C].

F' : Factor de eficiencia [adimensional].

$$C_{ap} = \frac{(0.063)(1007)}{(4.5)(4.4)(0.87)} \rightarrow C_{ap} = 3.68$$

El valor de la capacitancia se reemplaza en la ecuación 39.

$$F'' = 3.68[1 - e^{\frac{-1}{3.68}}] \rightarrow F'' = 0.88$$

El valor del factor de eficiencia y factor de flujo se reemplazan en la ecuación 33 para obtener el factor de remoción de calor.

$$F_R = (0.87)(0.88) \rightarrow F_R = 0.77$$

5.2.1.3 Parámetros de evaluación de un colector solar. Estos parámetros se refieren a las variables de salida en un colector de placa plana tales como: La ganancia de energía útil, temperatura de salida del fluido, temperatura de la placa, temperatura media del fluido y la eficiencia térmica.

- *Ganancia de energía útil.* Está en función del factor de remoción de calor y el producto transmitancia – absortancia (Duffie & Beckman, 2013).

$$Q_u = A_c F_R [G(\tau\alpha_p) - U_L(T_i - T_a)] \quad (42)$$

Donde:

A_c : Área del colector [m^2].

F_R : Factor de remoción de calor [adimensional].

G : Radiación solar [W/m^2].

$(\tau\alpha_p)$: Producto transmitancia-absortancia [adimensional].

U_L : Coeficiente total de pérdidas de calor [$W/m^2\text{°C}$].

T_i : Temperatura de ingreso al colector [$^{\circ}C$].

T_a : Temperatura ambiente [$^{\circ}C$].

$$Q_u = (4.5)(0.77)[(744)(0.82) - (4.4)(39 - 27)] \rightarrow Q_u = 2034.1 \text{ W}$$

- *Temperatura de salida del colector.* Para determinar la temperatura del aire a la salida del colector solar se utiliza la siguiente ecuación (Duffie & Beckman, 2013).

$$T_o = T_i + \frac{Q_u}{\dot{m}C_p} \quad (43)$$

Donde:

T_i : Temperatura de ingreso al colector [$^{\circ}C$].

Q_u : Ganancia de energía útil [W].

\dot{m} : Flujo másico [Kg/s].

C_p : Calor específico del aire [$J/Kg^{\circ}C$].

$$T_o = 39 + \frac{2034.1}{(0.063)(1007)} \rightarrow T_o = 71.06^{\circ}C$$

- *Temperatura media de la placa.* Al inicio se asumió un valor de $70^{\circ}C$ pero se debe encontrar el valor real con la siguiente ecuación (Ávila, et al., 2010, p. 98)

$$T_p = T_i + \frac{Q_u}{A_c F_R U_L} (1 - F_R) \quad (44)$$

Donde:

T_i : Temperatura de ingreso al colector, en [$^{\circ}C$].

Q_u : Ganancia de energía útil, en [W].

A_c : Área del colector, en [m^2].

F_R : Factor de remoción de calor, en [adimensional].

U_L : Coeficiente total de pérdidas de calor, en $[W/m^2°C]$.

$$T_p = 39 + \frac{2034.1}{(4.5)(0.77)(4.4)}(1 - 0.77) \rightarrow T_p = 69.68°C$$

- *Temperatura media del fluido*. Cuando un colector produce energía útil, la temperatura media de la placa siempre será mayor que la temperatura media del fluido debido a la resistencia de transferencia de calor entre la superficie absorbente y el fluido por eso es importante determinar esta temperatura, con la siguiente ecuación (Ávila, et al., 2010, p. 99).

$$T_f = T_i + \frac{Q_u}{A_c F_R U_L} (1 - F'') \quad (45)$$

Donde:

T_i : Temperatura de ingreso al colector $[°C]$.

Q_u : Ganancia de energía útil $[W]$.

A_c : Área del colector $[m^2]$.

F_R : Factor de remoción de calor [adimensional].

U_L : Coeficiente total de pérdidas de calor $[W/m^2°C]$.

$$T_f = 39 + \frac{2034.1}{(4.5)(0.77)(4.4)}(1 - 0.88) \rightarrow T_f = 55.01°C$$

- *Eficiencia del colector solar*. El cálculo de la eficiencia se realiza en la hora de mayor radiación solar, mediante la siguiente ecuación (Duffie & Beckman, 2013).

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c G} \quad (46)$$

Donde:

Q_u : Ganancia de energía útil $[W]$.

A_c : Área del colector $[m^2]$.

G : Radiación total $[W/m^2]$.

$$\eta = \frac{2034.1}{(4.5)(744)} \rightarrow \eta = 0.60$$

Se observa que los valores de ganancia útil de energía y temperatura de salida del aire obtenidos mediante simulación con los valores calculados manualmente no tiene una variación considerable, por lo tanto queda demostrado que los valores de los distintos parámetros que se obtienen en TRNSYS son válidos y correctos.

5.2.2 Tasa de energía que aporta el calentador auxiliar. La energía que aporta el calentador en cada hora a lo largo del día se obtiene mediante la simulación en TRNSYS. Esta tasa de energía es la que el calentador auxiliar aporta al flujo de aire en las horas en que mediante el captador no se llega a una temperatura de 70°C.

Tabla 3-5. Tasa de energía suministrada por el calentador auxiliar en todo el día

Tiempo	Tsal	Qap
Horas	°C	KJ/h
00:00:00	50	0
01:00:00	38.1	7325.12
02:00:00	38	7346.55
03:00:00	37.81	7391.14
04:00:00	37.62	7435.22
05:00:00	37.43	7478.61
06:00:00	37.2	7529.75
07:00:00	37.84	7383.34
08:00:00	41.41	6564.73
09:00:00	54.37	3588.28
10:00:00	64.57	1247.47
11:00:00	70.48	0
12:00:00	69.03	223.82
13:00:00	65.09	1126.22
14:00:00	64.59	1242.78
15:00:00	56.76	3038.86
16:00:00	49.59	4685.65
17:00:00	42.7	6267.32
18:00:00	39.09	7096.81
19:00:00	38.81	7161.85
20:00:00	38.62	7204.55
21:00:00	38.48	7237.48
22:00:00	38.36	7264.62
23:00:00	38.23	7294.53
00:00:00	38.15	7312.9

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

5.2.3 Tasa de energía promedio que aporta el calentador auxiliar en cada mes. Para saber la tasa de energía que aporta el calentador auxiliar se realiza la simulación durante todo el año para obtener la temperatura de salida del colector solar, la tasa de energía y así obtener el promedio correspondiente a cada mes.

Tabla 4-5. Tasa de energía suministrada por el calentador auxiliar en cada mes

Mes	Q aportación (KJ/h)
Enero	3604.2
Febrero	3671.6
Marzo	3577.9
Abril	3786.1
Mayo	3677.2
Junio	3739.1
Julio	3720.3
Agosto	3592
Septiembre	3805
Octubre	3677.1
Noviembre	3745.7
Diciembre	3772.4

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

En la tabla 4-5 se observa la energía promedio que suministra el calentador auxiliar en todo el año, en el mes de septiembre alcanza su valor máximo cuyo valor es 3805 KJ/h lo que es equivalente a 1.06 KW. Este valor se va a tomar como referencia para encontrar la nueva potencia de los equipos eléctricos del sistema de enfriamiento.

5.3 Obtención de resultados a partir de la simulación

En la figura 58 se observa el sistema de enfriamiento con rueda desecante híbrido y colector solar en TRSNSY 17. A partir de este sistema se encuentra los valores de temperatura y humedad absoluta para cada uno de los puntos que se analizan en el sistema para determinar las efectividades y el coeficiente de performance.

5.3.1 Valores de temperatura a partir de la simulación. Se realiza la simulación de la condición 11 ya que es la condición que se analiza.

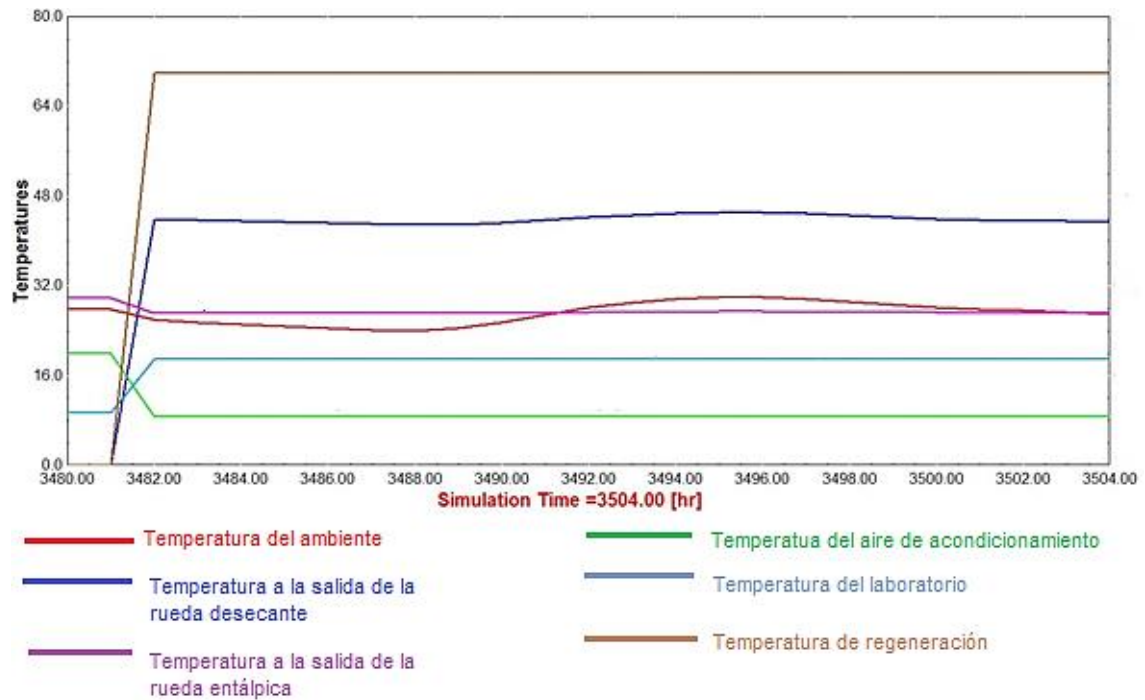


Figura 8-5. Resultados de temperatura mediante simulación en TRNSYS

Fuente: Autor

En la figura 8-5 se observa el comportamiento de las temperaturas en los distintos puntos del sistema durante todo el día. Además la temperatura del laboratorio se mantiene constante y tiene un valor de 19.3 °C.

5.3.2 Valores de humedad absoluta a partir de la simulación. En la figura 9-5 se observa la variación de la humedad absoluta que se obtiene mediante la simulación durante todo el día para la condición seleccionada en el Capítulo IV.

La humedad absoluta en el laboratorio se mantiene constante con un valor de 7.7 g/Kg, este valor está dentro del rango que se desea obtener con el sistema de enfriamiento. Además la humedad absoluta del aire que sale de la unidad de enfriamiento (humedad del aire de acondicionamiento) tiene un valor constante de 6 g/Kg.

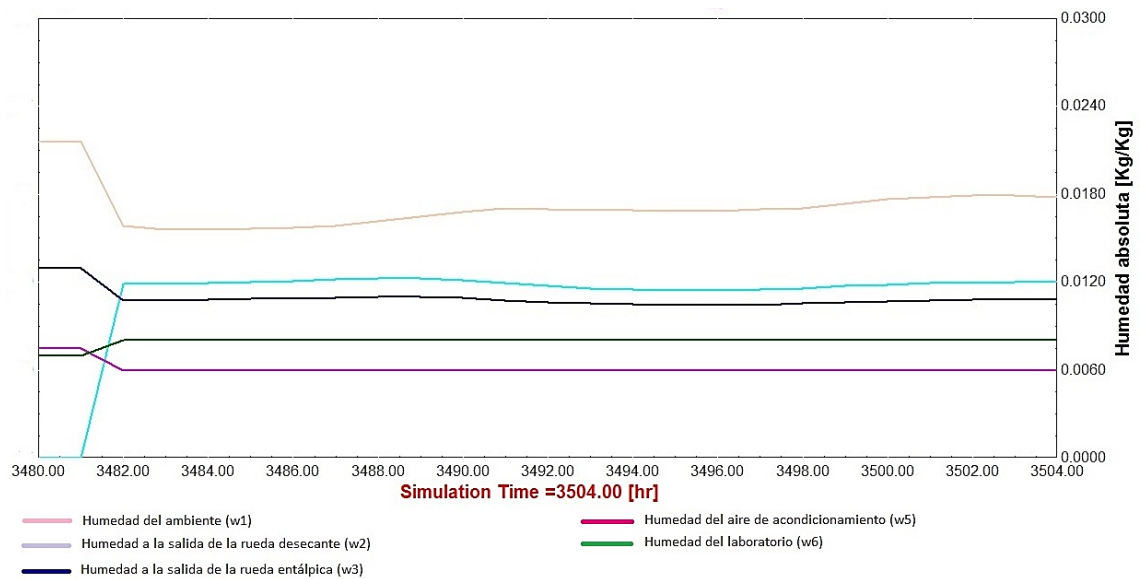


Figura 9-5. Resultados de humedad absoluta mediante simulación en TRNSYS

Fuente: Autor

5.4 Análisis y Comparación de resultados

Una vez que se ha integrado el colector solar al sistema en TRNSYS se determina el valor de las efectividades y el COP del sistema. El parámetro que va a tener influencia con la implementación del colector solar es el COP del sistema ya que se demostró en la sección 5.2.2 que la potencia del calentador auxiliar disminuye en 1.06 KW.

Tabla 5-5. Comparación de resultados entre los tres sistemas analizados.

Puntos	SERDH experimental		SERDH en TRNSYS		SERDHCS en TRNSYS		Variación de temperatura [%]	Variación de humedad [%]
	T (°C)	w (g/kg)	T (°C)	w (g/kg)	T (°C)	w (g/kg)		
1	26.8	20.5	27.2	19	27.2	19	1.5	7.3
2	47.8	11.8	44.1	12	44.1	12	7.7	1.7
3	28.5	11.3	31.1	11.5	31.1	11.5	9.1	1.8
4	21.6	8.4	24	9	24	9	11.1	7.1
5	9.3	6.3	8.8	6	8.8	6	5.4	4.8
6	19.1	7.2	19.3	7.7	19.3	7.7	1.0	6.9
7	38.6	7.7	40.3	8.3	40.3	8.3	4.4	7.8
8	38.6	7.7	40.3	8.3	40.3	8.3	4.4	7.8
9	70	7.7	70	78	70	78	0.0	1.3
10	32.5	23.3	30	20	30	20	7.7	14.2

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

En la tabla 5-5 se muestra los valores de temperatura y humedad absoluta que se obtiene de los 3 sistemas analizados en el presente trabajo. Los valores del sistema de enfriamiento con rueda desecante (SERDH) son los mismos que los valores del sistema de enfriamiento con rueda desecante y colector solar (SERDHCS). Estos valores se obtienen de la simulación y no existe variación entre los dos sistemas pero la diferencia se encuentra el aporte de energía que suministra el colector solar. Además se observa la variación que existe entre los valores experimentales y los valores de simulación. El promedio de variación de temperatura es de 5.2 % mientras que para la humedad absoluta es de 6.1 %.

La potencia que consume el calentador auxiliar es 2.4 KW con la implementación del colector solar esta potencia se reduce a 1.06 KW. Por lo tanto la potencia de los equipos eléctricos W_t cuyo valor interviene en el cálculo del COP del sistema disminuye a un valor de 8.51 KW.

Tabla 6-5. Comparación entre los parámetros de los dos sistemas

Parámetros	SERDH experimental	SERDHCS en TRNSYS
ϵ_{rd}	0.42	0.37
DCOP	1.46	1.20
ϵ_{re}	0.51	0.45
COP	3.17	3.49
T₆ (°C)	19.1	19.3
w₆(g/Kg)	7.2	7.7

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

En la tabla 6-5 se muestra los valores de los parámetros más relevantes para los sistemas de enfriamiento con elementos desecantes (Jani & Mishra, 2015). El valor del COP aumenta para el SERDHCS debido a que la potencia de los equipos eléctricos disminuye, la temperatura del laboratorio es la misma mientras que la humedad absoluta tiene una ligera variación pero los dos parámetros están dentro del rango deseado (Romero & Carbonell, 2017).

5.4.1 Determinación de la reducción de consumo de energía

Si el SERDHCS funciona durante 8 horas al día y un promedio de 30 días al mes se puede determinar la reducción del consumo de energía mensual. Se muestra el cálculo para el mes de enero.

La potencia que consume el calentador auxiliar en el mes de enero es de 3604.2 KJ/h que es igual a 1 KW. Ver tabla 33.

$$\text{Consumo}_{\text{enero}} = (1\text{KW})(8\text{h})(30\text{días}) \rightarrow \text{Consumo}_{\text{enero}} = 240.3 \text{ KWh/mes}$$

La potencia consumida por el calentador auxiliar actualmente es de 2.4 KW

$$\text{Consumo}_{\text{actual}} = (2.4\text{KW})(8\text{h})(30\text{días}) \rightarrow \text{Consumo}_{\text{actual}} = 576 \text{ KWh/mes}$$

Para determinar la reducción en el consumo energético se realiza una resta entre el consumo de cada mes y el consumo actual. Para el mes de enero es de 335.7 KWh. Este procedimiento se realiza para todos los meses como se muestra en la tabla 7-5.

Tabla 7-5. Reducción del consumo de energía para cada mes.

Mes	Q aportación [KWh]	Reducción de consumo [KWh]	$ \bar{x} - x_i $	$ \bar{x} - x_i ^2$
Enero	1.00	335.7	6.21	38.59
Febrero	1.02	331.2	1.72	2.95
Marzo	0.99	337.5	7.97	63.45
Abril	1.05	323.6	5.91	34.98
Mayo	1.02	330.9	1.35	1.81
Junio	1.04	326.7	2.78	7.73
Julio	1.03	328.0	1.53	2.33
Agosto	1.00	336.5	7.03	49.36
Septiembre	1.06	322.3	7.17	51.47
Octubre	1.02	330.9	1.35	1.83
Noviembre	1.04	326.3	3.22	10.38
Diciembre	1.05	324.5	5.00	25.01
		329.5		289.90

Realizado por: Javier Caranqui, 2018

Además se determina la desviación estándar para la reducción del consumo energético mediante la ecuación:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n |\bar{x} - x_i|^2}{N}} \quad (47)$$

Donde:

\bar{x} : Media aritmética [KWh].

x_i : Variable [KWh].

N: Número de datos [adimensional].

El porcentaje de reducción de consumo se determina con relación al promedio.

$$Porcentaje_{reduc} = \frac{329.5 \text{ KWh}}{576 \text{ KWh}} \times 100\% \rightarrow Porcentaje_{reduc} = 57.20 \%$$

En la tabla 7-5 se observa que la reducción del consumo de energía eléctrica varía en cada mes con un promedio de 329.5 KWh que representa el 57.20 % respecto al valor del consumo actual. En marzo alcanza su máximo valor de 337.5 KWh mientras que el valor mínimo es de 322.3 KWh en el mes de septiembre con un valor en la desviación estándar de 4.91. La reducción en el consumo de energía eléctrica para cada mes se lo muestra más detalladamente en la figura 65.

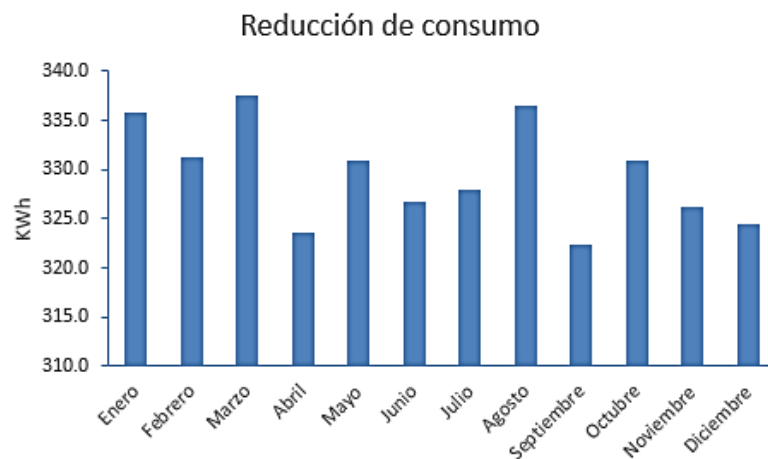


Figura 10-5. Reducción del consumo de energía eléctrica mensual

Fuente: Autor

5.5 CONCLUSIONES

La condición óptima de funcionamiento para el sistema de enfriamiento, es de 15 RPH en la rueda desecante, 70°C en la temperatura de regeneración y 20 RPM en la rueda entálpica. Con estos parámetros de operación la temperatura promedio del laboratorio es de 19.1 °C mientras que la humedad absoluta es de 7.2 g/Kg los dos valores están dentro de los rangos necesarios para el laboratorio.

Con estos parámetros de operación la rueda desecante tiene un coeficiente de performance de 1.46 que es uno de los valores más altos con relación a las demás condiciones. El coeficiente de performance del sistema es de 3.17 que es un valor intermedio. Por lo tanto, con esta condición la rueda desecante, la rueda entálpica y el sistema en sí, funcionan con los valores más altos de efectividad.

Los resultados experimentales se validaron con los resultados de la simulación en el software TRNSYS 17. Existe una variación de 5.1 % en los valores de temperatura y 6.2% en la humedad absoluta pero son valores aceptables. Por lo tanto, se puede partir de la simulación para realizar cambios en el sistema y analizar su comportamiento en estado transitorio.

Con el fin de reducir el consumo eléctrico se integró colectores solares al sistema simulado en TRNSYS para el precalentamiento del aire de regeneración. Cabe mencionar que los parámetros solares se obtienen del archivo de datos climáticos obtenidos en el software METEONORM una vez que se cuenta con datos climáticos para todo el año se realiza la simulación del sistema con colector solar. Se realizó simulaciones con distintos valores de área del colector solar, se determinó que con 4.5 m² la temperatura de regeneración en las horas de mayor radiación alcanza los 70 °C. La radiación solar total máxima en el día analizado es de 744 W/m² que se produce a las 11:00 horas.

Se concluye que la potencia que consume el calentador auxiliar en el mes de septiembre alcanza su valor máximo de 1.06 KW. Es decir, en el mes de mayor demanda la potencia consumida del calentador auxiliar disminuye en 1.34 KW ya que la potencia necesaria sin colector solar es de 2.4 KW. En el mes de marzo la potencia que consume tiene un valor de 0.99 KW que es el valor mínimo con relación a los otros meses.

Se concluye que la implementación del colector solar al sistema reduce el consumo eléctrico en un 57.20 % respecto al consumo actual del calentador auxiliar. Aunque el calentador auxiliar debe estar en funcionamiento en las horas en que la temperatura a la salida del colector no llegue a 70°C.

5.6 RECOMENDACIONES

Se recomienda la implementación de un colector solar para el precalentamiento del aire de regeneración ya que al analizarlo durante todo el año se demuestra que existe una reducción de consumo promedio de 329.5 KWh al mes.

El sistema de enfriamiento actualmente funciona desde las 08:00 hasta las 17:00 ya que en esas horas la demanda de enfriamiento y deshumidificación del aire para el laboratorio es mayor debido a la presencia de las personas que trabajan en el laboratorio. Del estudio realizado se recomienda tener en funcionamiento el sistema dentro del rango de horas mencionado ya que se

aprovecha la radiación solar de mejor manera, mientras que entre las 17:00 y 08:00 la radiación solar es cero por lo tanto no tiene sentido utilizar el colector solar en estas horas.

Del estudio realizado en el presente trabajo se recomienda la utilización del sistema de enfriamiento con rueda desecante para el acondicionamiento de aire en climas cálidos y húmedos ya que cumple con los requerimientos de temperatura y humedad.

Se recomienda trabajar con temperaturas entre 60°C y 70°C para la regeneración de ruedas desecantes de sílica-gel ya que se demuestra que si se regenera el desecante y la rueda trabaja con un valor del coeficiente de performance de 1.46. Además si se utiliza valores más altos de temperatura de regeneración el consumo eléctrico aumenta y consecuentemente el COP del sistema disminuye.

BIBLIOGRAFÍA

ALI, Ehab, et al. “Weather effect on a solar powered hybrid adsorption desalination-cooling system: A case study of Egypt’s climate”. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 124, 2017, pp. 663-672.

ANDO, Kokuse & KODAMA, Akio. “Experimental Study on a Process Design for Adsorption Desiccant Cooling Driven with a Low-Temperature Heat”. *Springer Science*, Volumen 11, 2005, pp. 631-636.

ÁVILA, Adrián Enrique, et al. “Evaluación energética de un colector de placa plana de doble cubierta”. *Ingeniería y Desarrollo*, n° 27, 2010, pp. 93-112.

CARBONELL, Tania. *Modelación de la operación de ruedas desecantes razón 3:1 con sílica gel en climas tropicales* (tesis) (Doctoral). ISPJAE. Habana-Cuba. 2008.

CARRIER AIR CONDITIONING. *Manual de aire acondicionado*. 2ª ed. Madrid-España: Marcombo, 2009.

CENGEL, Yunes & BOLES, Michael. *Termodinámica*. 14ª ed. Mexico D.F: Mc-Graw-Hill, 2012.

CIFUENTES, Gerardo C., et al. “Comportamiento de la temperatura del flujo de aire en un absorbedor solar”. *Facultad de Ciencias Agropecuarias-Universidad del Valle*, vol. 7, n° 2, 2009, pp. 32-39.

DAOU, k., et al. “Desiccant cooling air conditioning: a review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volumen 10, 2006, pp. 55-77.

DUFFIE, John A. & BECKMAN, William. *Solar Engineering of Thermal Processes*. 4ª ed. New Jersey: s.n, 2013.

EBRAHIMPOUR, Abdulsalam & MAEREFAT, Mehdi. “A method for regeneration of typical meteorological year”. *Energy Conversion and Management*, vol. 51, n° 3, 2010, pp. 410-417.

EL-MAGHLANY, Wael, et al. “Novel air conditioning system configuration combining sensible and desiccant enthalpy wheels”. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 127, 2017, pp. 1-15.

FERNÁNDEZ HERNÁNDEZ, Franciso. *Modelado de sistemas de desecantes sólidos para el tratamiento de aire de ventilación en edificios* [En línea] (tesis) (Doctoral). Malaga: Universidad de Málaga. 2015. [Consultado: 10 agosto 2017]. Disponible en: https://riuma.uma.es/xmlui/bitstream/handle/10630/9920/TD_Fernandez_Hernandez.pdf?sequence=1.

FONG, K., et al. “Simulation–optimization of solar-assisted desiccant cooling system for subtropical Hong Kong”. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 30, 2010, pp. 220-228.

GHAZAL, Roula & GHIAUS, Christian. “Gray-box identification of thermal transfer coefficients of desiccant wheels”. *Energy and Buildings*, Volumen 70, 2014, pp. 384-397.

HEIDARINEJAD, Ghossem & PASDARSHAHRI, Hadi. “The effects of operational conditions of the desiccant wheel on the performance of desiccant cooling cycles”. *Energy and Buildings*, 2010, pp. 2416-2423.

JANI, D. B. & MISHRA, Manish. “Performance studies of hybrid solid desiccant–vapor compression air-conditioning system for hot and humid climates”. *Energy and Buildings*. Volumen 102, 2015, pp. 284-292.

JANI, D., MISHRA, M. & SAHOO, P. “Experimental investigation on solid desiccant–vapor compression hybrid air-conditioning system in hot and humid weather”. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 104, 2016, pp. 556-564.

JANI, D., et al. “Solid desiccant air conditioning – A state of the art review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volumen 60, 2016, pp. 1451-1469.

JIA, C., et al. “Analysis on a hybrid desiccant air-conditioning system”. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 26, 2006, pp. 2393-2400.

KODAMA, Akio. “An Energy Flow Analysis of a Solar Desiccant Cooling Equipped”. *Springer Science*, 2005, pp. 597-602.

KOULIBALY, Amadou & GONZÁLES, Juan José. “Modelación de un colector solar para calentamiento de aire”. *Ingeniería Energética*, Volumen 36, 2017, pp. 282-293.

LA, D., et al. “Study on a novel thermally driven air conditioning system with desiccant dehumidification and regenerative evaporative cooling”. *Building and Environment*, Volumen 45, 2010, pp. 2473-2484.

LA, D., et al. “Case study and theoretical analysis of a solar driven two-stage rotary desiccant cooling system assisted by vapor compression air-conditioning”. *Solar Energy*, Volumen 85, 2011, pp. 2997-3009.

MATEO, Lucía. *Análisis de los deshumidificadores con rueda desecante* [En línea] (tesis) (Ingeniería). Madrid: Universidad Carlos III. 2015. [Consultado: 20 noviembre 2017]. Disponible en: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/23133/TFG_Lucia_Mateo_Sanchez.pdf.

MOHD, Zuraini & RACHMAN, Arfidian. “Performance of a Novel Solar Hybrid Desiccant Cooling System”, 2013.

NARANJO MENDOZA, C., et al. “Modeling of solar absorption cooling system for Guayaquil, Ecuador”. Madrid, Renewable Energy Research and Applications, 2013.

NIA, Fatemeg E., et al. “Modeling and simulation of desiccant wheel for air conditioning”. *Energy and Buildings*, Volumen 38, 2006, pp. 1230-1239.

PALOMBA, V., et al. “Increasing the share of renewables through adsorption solar cooling: A validated case study”. *Renewable Energy*, Volumen 110, 2017, pp. 126-140.

PANARAS, G., et al. “Experimental validation of a simplified approach for a desiccant wheel model”. *Energy and Buildings*, Volumen 42, 2010, pp. 1719-1725.

PITA, Edward. *Acondicionamiento de aire, principios y sistemas*. 2ª ed. Mexico D. F: s.n. 2005. pp. 177-210.

QUADRI, Néstor. *Refrigeración y Acondicionamiento de Aire*. Buenos Aires: s.n. 2001. pp. 9-33

ROMERO, José A. & CARBONELL, Tania. “Simulación dinámica: Estudio comparativo de sistemas de refrigeración solar por sorción”. *Revista de Ingeniería Energética* [en línea], vol. XXXVIII, n° 2, 2017, pp. 143-152. [Consultado: 11 septiembre 2017] ISSN 1815-5901 Disponible en: <http://scielo.sld.cu/pdf/rie/v38n2/rie09217.pdf>

RUIVO, Celestino R. & ANGRISANI, Giovanni. “The effectiveness method to predict the behaviour of a desiccant wheel: An attempt of experimental validation”. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 71, 2014, pp. 643-651.

RUIVO, Celestino, et al. “Influence of the rotation speed on the effectiveness parameters of a desiccant wheel: An assessment using experimental data and manufacturer software”. *Renewable Energy*, Volumen 76, 2015, pp. 484-493.

RUIVO, Celestino, et al. “Influence of the desiccant wheel effectiveness method approaches, with fix and variable effectiveness parameters, on the performance results of an airport air-conditioning system”. *Energy Conversion and Management*, Volumen 94, 2015, pp. 458-471.

WHITMAN, William C. & JOHNSON, William M. *Tecnología de la Refrigeración y Aire Acondicionado*. Primera ed. España: Thomsom editores, 2001.

WROBEL, Jan, et al. “Modeling and experimental validation of the desiccant wheel in a hybrid desiccant air conditioning system”. *Applied Thermal Engineering*, Volumen 51, 2013, pp. 1082-1091.